



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado e Doutorado -

ANÁLISE EXERGoeCONômICA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO NO SETOR TERCIÁRIO: UM ESTUDO DE CASO EM UM RESORT

Por

Ana Livia Formiga Leite

*Dissertação de mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba
para a obtenção do grau de Mestre.*

ANA LÍVIA FORMIGA LEITE

**ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA DE UM SISTEMA
DE TRIGERAÇÃO NO SETOR TERCIÁRIO: UM
ESTUDO DE CASO EM UM RESORT**

Dissertação apresentada ao curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para a obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Professor Doutor Carlos Antônio Cabral dos Santos

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

L533a Leite, Ana Livia Formiga.

Análise Exergoeconômica de um Sistema de Trigeração no Setor Terciário: um estudo de caso em um resort. / Ana Livia Formiga Leite. - João Pessoa, 2019.
143 f.

Orientação: Carlos Antônio Cabral dos Santos.
Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT.

1. Exergoeconomia. 2. Absorção. 3. Eficiência. 4. Exergia. I. dos Santos, Carlos Antônio Cabral. II. Título.

UFPB/BC

ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO NO SETOR TERCIÁRIO: UM ESTUDO DE CASO EM UM RESORT

por

ANA LÍVIA FORMIGA LEITE

Dissertação aprovada em 22 de fevereiro de 2019



Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador – UFPB



Prof. Dr. FRANCISCO ANTONIO BELO
Examinador Interno - UFPB



Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA
Examinador Externo – IFPE

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao bom Deus, pois sem Ele nada poderia fazer e à Virgem Maria que me acompanha sempre. Dedico aos meus pais, que tornaram esse mestrado possível. Ao meu irmão, que tanto me apoiou e ajudou. E ao meu amor por ser meu companheiro e suporte.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pela sua providência e misericórdia. Obrigada, Senhor pela Tua vontade neste tempo! Obrigada por sempre que preciso, revigorar minhas forças e por ter me conduzido por este caminho. Grata pela intercessão de Nossa Senhora Rainha da Paz, que me iluminou e me apontou o caminho pelo qual deveria seguir.

Agradeço aos meus pais, Nícia e Luiz Fernando, por tornarem esse sonho possível. Essa conquista também é de vocês! Obrigada por sempre me ensinarem o valor do estudo e por estarem sempre comigo, fazendo tudo o que estava ao alcance de vocês para me trazer até aqui! Agradeço ao meu irmão, Luis Felipe, que muito me ajudou neste mestrado, sempre solícito e também por ensinar tanto sobre a vida.

Agradeço ao meu amor, Gaspar Junior, por ter me acompanhado em cada passo, por ter me acalmado e me animado todas as vezes que foi preciso e por tornar a caminhada mais leve.

Agradeço especialmente aos meus avós Nice, Amaro, Socorro e Magela, por serem tão presentes na minha vida e por me ajudarem tanto neste mestrado. Agradeço aos meus tios e primos, em especial à minha tia Ana Laura, por sempre cuidar e zelar por mim. Agradeço ao meu sobrinho Matheus, por despertar em mim um amor tão puro neste tempo.

As minhas amigas de infância por estarem sempre comigo, me estimulando e me apoiando. À Comunidade Católica Shalom, por mostrar meu lugar no mundo e por me proporcionar experiências incríveis. Agradeço também aos meus amigos por caminharem comigo nesta estrada.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Carlos Cabral, que não mediu esforços para me orientar e possibilitou a elaboração deste trabalho. Agradeço aos meus colegas do mestrado que colaboraram com o desenvolvimento deste trabalho. À UFPB e à Capes por todo o suporte prestado. Agradeço também a toda a equipe do Carnaubinha Praia Resort que contribuiu para a execução deste trabalho.

A todos, muito obrigada!

*“Ó meu Deus, superaste minha expectativa e
quero cantar vossas misericórdias.”*

Santa Teresinha do Menino Jesus e da Sagrada Face

ANÁLISE EXERGoeCONômICA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO NO SETOR TERCIÁRIO: UM ESTUDO DE CASO EM UM RESORT

RESUMO

Neste trabalho, é realizada a análise energética, exergética e exergoeconômica pelo método SPECO de um sistema de trigeração composto por trocadores de calor e por dois chillers de refrigeração por absorção, sendo um de simples efeito e um de duplo efeito. Este sistema foi proposto para um resort localizado no litoral do estado do Piauí. A fonte primária de energia foi o rejeito térmico de um motor de combustão interna movido a diesel já existente no resort. Pela análise termodinâmica, foi calculada a carga térmica que os dois chillers de absorção fornecem e o quanto os trocadores de calor para aquecimento de água. Com a análise exergética, verificou-se quais equipamentos possuem o maior valor de exergia destruída do sistema. Na análise exergoeconômica, observou-se também quais componentes que agregam a maior parcela de custo da instalação e devem ser otimizados. Por meio da análise econômica, constatou-se que o sistema funcionaria durante duas horas no horário de ponta, quando a taxa de ocupação do resort fosse de 50% ou mais. Com este estudo, concluiu-se que o sistema de trigeração proposto possui um bom desempenho energético e exergético, mas que alguns componentes devem ser otimizados e uma análise econômica mais detalhada deve ser realizada.

Palavras-chave: Exergoeconomia; Absorção; Eficiência; Exergia.

EXERGoeconomic ANALYSIS OF A TRIGENERATION SYSTEM FOR A RESORT

ABSTRACT

In this work, the energetic, exergetic and exergoeconomic analysis by the SPECO method are performed. The system is a trigeneration cycle with two absorption chillers, one of single effect and other of double effect. The trigeneration system was propose for a resort at Piauí. The prime energy source is the thermal reject of a diesel engine, already existent at the resort. The thermal load provided by the chillers and the heat provided for water heating was calculated. The components with the highest exergy value destroyed of the system were identified. These components have the most cost of installation and should be optimized. Through the economic analysis, it was found that the operation of the system would be during two hours at peak hours, when the resort occupancy rate was 50% or more. In this study, was concluded that the proposed trigeneration system has a good energy and exergetic performance, but that some components should be optimized and a more detailed economic analysis should be performed.

Keywords: exergoeconomy; absorption; efficiency; exergy.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO.....	20
1.2 MOTIVAÇÃO.....	21
1.3 OBJETIVOS	22
1.3.1 Objetivo Geral	22
1.3.2 Objetivos Específicos	23
1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	23
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	29
3.1 TRIGERAÇÃO	29
3.1.1 Conceito e Histórico	29
3.1.2 Arranjos técnicos e tecnologias da cogeração	31
3.1.3 Aspectos legais da cogeração no Brasil.....	45
3.1.4 Cogeração e trigeração em hotéis.....	46
3.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	48
3.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	56
3.4 EXERGONOMIA	60
3.4.1 Speco	63
4. METODOLOGIA.....	66
4.1 DESCRIÇÃO DO ESTUDO DE CASO - RESORT	66
4.2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO MCI.....	71
4.3 DESCRIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DE TRIGERAÇÃO PROPOSTA	74
4.4 ANÁLISE ENERGÉTICA	77
4.4.1 Volume de Controle A.....	78
4.4.2 Volume de Controle B.....	80
4.4.3 Volume de Controle C.....	82
4.5 ANÁLISE EXERGÉTICA.....	86

4.5.1	Exergia química da solução água-brometo de lítio	86
4.5.2	Exergia química dos gases de exaustão	91
4.5.3	Irreversibilidade e eficiência exergética	91
4.5.3.1	Volume de Controle A.....	92
4.5.3.2	Volume de Controle B.....	93
4.5.3.3	Volume de Controle C.....	94
4.6	ANÁLISE EXERGoeCONômICA.....	96
4.6.1	Volume de Controle A.....	97
4.6.2	Volume de Controle B.....	100
4.6.3	Volume de Controle C.....	103
4.7	ANÁLISE ECONômICA.....	111
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	112
5.1	ANÁLISE ENERGÉTICA.....	112
5.2	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	122
5.3	ANÁLISE EXERGoeCONômICA.....	131
5.4	ANÁLISE ECONômICA.....	136
6.	CONCLUSÃO.....	140
	REFERÊNCIAS	142

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Arranjo de cogeração do tipo topping.....	31
Figura 3.2 - Arranjo de cogeração do tipo bottoming	31
Figura 3.3 - Ciclo Rankine das turbinas a vapor	33
Figura 3.4 - Exemplo de cogeração com turbinas a vapor de condensação	33
Figura 3.5 - Exemplo de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão	34
Figura 3.6 - Representação de um ciclo de turbina a gás	35
Figura 3.7 - Representação de uma cogeração com turbina a gás e caldeira de recuperação	36
Figura 3.8 - Chillers de absorção na central de trigeração do Parque das Nações	37
Figura 3.9 - Representação esquemática de uma cogeração com microturbinas	38
Figura 3.10 - Ciclo combinado Rankine-Brayton	39
Figura 3.11 - Os quatro tempos de um motor de combustão interna do Ciclo Otto	40
Figura 3.12 - Os quatro tempos de um motor a combustão interna do Ciclo Diesel	41
Figura 3.13 - Exemplo de cogeração com motores de combustão interna	42
Figura 3.14 - Esquema de funcionamento de uma célula a combustível	43
Figura 3.15 - Exemplo de cogeração com ciclo orgânico Rankine	44
Figura 3.16 - Exemplo de cogeração com motor stirling e energia solar	44
Figura 3.17 - Sistema de refrigeração por absorção	50
Figura 3.18 - Chiller de absorção de simples efeito	52
Figura 3.19 - Chiller de absorção de duplo efeito em série	54

Figura 3.20 - Chiller de absorção de duplo efeito em paralelo	55
Figura 4.1 – Carnaubinha Praia Resort em Luís Correia no litoral do Piauí.....	66
Figura 4.2 – Vista aérea do Carnaubinha Praia Resort	67
Figura 4.3 - Taxa de ocupação mensal do Carnaubinha Praia Resort em 2017	67
Figura 4.4 - Variação do consumo de eletricidade mensal do resort em estudo no ano de 2017	68
Figura 4.5 – Grupo gerador a diesel instalado no resort.....	69
Figura 4.6 – Ciclo de trigeriação proposto para o resort em estudo	77
Figura 4.7 - Volume de controle A – Sistema de trigeriação proposto.	78
Figura 4.8 - Volume de controle B – Chiller de absorção de simples efeito.....	80
Figura 4.9 – Volume de Controle C - Chiller de absorção de duplo efeito em série.	82
Figura 4.10 - Fluxos de exergia do MCI.	97
Figura 4.11 - Fluxo de exergia no trocador de calor dos gases de exaustão e água de arrefecimento.	98
Figura 4.12 - Fluxo de exergia no misturador.	99
Figura 4.13 - Fluxo de exergia no separador.	99
Figura 4.14 - Fluxo de exergia no evaporador de simples efeito.	100
Figura 4.15 - Fluxo de exergia no absorvedor de simples efeito.....	102
Figura 4.16 - Fluxos de exergia no evaporador do chiller de duplo efeito.....	103
Figura 4.17 - Fluxo de exergia no condensador do chiller de duplo efeito.	104
Figura 4.18 - Fluxo de exergia do misturador II.	105
Figura 4.19 - Fluxo de exergia no gerador de vapor de baixa pressão.	106
Figura 4.20 - Fluxo de exergia no absorvedor de duplo efeito	106
Figura 5.1 – Dados adotados para a simulação computacional do sistema de trigeriação (volume de controle A).....	114
Figura 5.2 – Dados adotados para a simulação computacional do chiller de simples efeito (volume de controle B).....	115
Figura 5.3 – Dados de entrada para o volume de controle C.....	117

Figura 5.4 - Variação entre o calor disponível para o gerador de alta pressão do chiller de duplo efeito e da taxa de transferência de calor no evaporador para a água gelada e entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão no chiller.	119
Figura 5.5 - Variação entre a taxa de transferência no evaporador do chiller de simples efeito e entre a vazão mássica da água de arrefecimento do MCI.....	120
Figura 5.6 - Relação entre a taxa de transferência de calor no evaporador do chiller de duplo efeito e a vazão mássica dos gases de exaustão.	121
Figura 5.7 - Porcentagem da irreversibilidade dos equipamentos do chiller de absorção de simples efeito.....	127
Figura 5.8 - Porcentagem da irreversibilidade dos componentes do chiller de absorção de duplo efeito.....	128
Figura 5.9 - Comparação entre a irreversibilidade dos equipamentos do sistema de trigeriação.	129
Figura 5.10 - Variação entre a irreversibilidade e a eficiência exergética do gerador do chiller de simples efeito e a temperatura de saída da solução de água-brometo de lítio...	130
Figura 5.11 - Variação entre a irreversibilidade e a eficiência exergética do gerador de alta pressão e a temperatura de saída da solução de água-brometo de lítio.	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Características do grupo gerador instalado no resort	69
Tabela 4.2 - Principais dados do motor MWM 6.12TCA	70
Tabela 4.3 - Potência do motor de acordo com o regime de operação	70
Tabela 4.4 – Valores de COP adotados como dados de entrada para análise energética ...	75
Tabela 4.5 - Legenda das cores das linhas referentes à figura 4.6	76
Tabela 4.6 - Constantes das equações para o cálculo da atividade	90
Tabela 4.7 - Valores de exergia química padrão para os componentes dos gases de exaustão.	91
Tabela 4.8 - Custo para cada componente do chiller de duplo efeito	108
Tabela 4.9 - Custo de cada componente no chiller de absorção de simples efeito.	108
Tabela 4.10 - Custo dos demais componentes do sistema de trigeração.	109
Tabela 5.1 - Propriedades termodinâmicas do volume de controle A (sistema de trigeração).	113
Tabela 5.2 - Propriedades Termodinâmicas do Volume de Controle B (chiller de absorção de simples efeito).....	114
Tabela 5.3 - Propriedades Termodinâmicas do Volume de controle C (Chiller de absorção de duplo efeito).	116
Tabela 5.4 - Taxas de transferência de calor dos trocadores de calor do sistema de trigeração em estudo.	117
Tabela 5.5 - Comparação do Fator de Utilização de Energia para o grupo motogerador	122

Tabela 5.6 – Valores das exergias físicas, químicas e totais calculados para os pontos do volume de controle A (sistema de trigeração).	123
Tabela 5.7 – Valores das exergias físicas, químicas e totais calculados para os pontos do Volume de controle B (Chiller de simples efeito).	124
Tabela 5.8 – Valores das exergias físicas, químicas e totais calculados para os pontos do Volume de Controle C (Chiller de duplo efeito).	125
Tabela 5.9 - Irreversibilidade e eficiência exergética dos trocadores de calor do Volume de controle A (sistema de trigeração).	126
Tabela 5.10 - Irreversibilidade e eficiência exergética dos principais componentes do Volume de Controle B (chiller de absorção de simples efeito).	126
Tabela 5.11 - Irreversibilidade e eficiência exergética dos principais componentes do Volume de controle C (chiller de absorção de duplo efeito).	128
Tabela 5.12 - Balanço de custo dos pontos do volume de controle A.	131
Tabela 5.13 - Balanço de custo dos pontos do volume de controle B.	132
Tabela 5.14 - Balanço de custo dos pontos do volume de controle C.	133
Tabela 5.15 - Resultados da análise exergoeconômica dos principais componentes.	134
Tabela 5.16 - Fator exergoeconômico e diferença relativa dos principais componentes..	135
Tabela 5.17 - Vazão de água gelada para fancoletes	137
Tabela 5.18 - Custo do investimento dos equipamentos do sistema de trigeração..	139

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

Símbolos

C_p	Calor específico (J/kg.°C)
\dot{C}	Taxa de custo (R\$/h)
c	Custo médio por unidade de exergia (R\$/GJ)
Z	Custos monetários (R\$)
\dot{Z}	Taxa de custo monetário (R\$/h)
C	Custos (R\$)
E	Energia (J)
ex	Exergia específica (kJ/kg)
Ex_{ch}	Exergia química
Ex	Exergia total
g	Gravidade (m/s ²)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
I	Irreversibilidade (kW)
i	Taxa mínima atrativa
φ	Fator de manutenção
\dot{m}	Fluxo de massa (kg/s)
N	Número de horas
a	Atividade da substância
AF	Razão ar-combustível
P	Pressão (kPa)/ Potência (kW)
\bar{R}	Constante Universal dos Gases
M	Massa Molecular
η	Eficiência
Q	Calor (J)
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor (kW)

s	Entropia Específica (kJ/kg.K)
S_{ger}	Entropia Gerada (kJ/K)
T	Temperatura (°C)
ε	Exergia química padrão
n	Número de mols
\dot{n}	Vazão molar (mols/s)
ϕ	Coefficiente osmótico
T_{kw}	Tarifa da energia elétrica (R\$)
U	Lucro anual previsto/ Energia Interna (J)
v	Volume específico (m³/kg)
v	Velocidade (m/s)
\dot{W}	Potência (kW)
W	Trabalho (J)
x	Concentração (fração mássica)
y	Fração molar
z	Altura (m)

Subscritos

abs	Absorvedor
$bomba$	Propriedade referente à bomba
$cond$	Condensador
ent	Propriedade referente à entrada no volume de controle
$evap$	Evaporador
Aa	Água de Arrefecimento
Ag	Água Gelada
ger	Gerador
$insumo$	Referente ao que foi gasto no processo
int	Irreversibilidade interna ao volume de controle
$Comb$	Combustível
n	Número de anos
$produto$	Referente ao objetivo do processo

<i>Ge</i>	Gases de Exaustão
<i>Mist</i>	Misturador
<i>real</i>	Quantidade de calor trocada em um processo real
<i>sai</i>	Propriedade referente à saída do volume de controle
<i>sistema</i>	Propriedade referente a todo o sistema
<i>tc</i>	Trocador de calor
<i>Total</i>	Irreversibilidade total do volume de controle
<i>0</i>	Estado de referência

Siglas

COP	Coeficiente de Performance
PCI	Poder Calorífico Inferior
CRF	Fator de recuperação de Capital
VPL	Valor Presente Líquido
FUE	Fator de Utilização de Energia
SPECO	Specific Exergy Costing
MCI	Motor de Combustão Interna

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO

No Brasil, o desenvolvimento econômico e social tem resultado em um aumento no consumo de energia primária, energia necessária para produzir bens e serviços (ABESCO, 2017). Por outro lado, países como Estados Unidos e Japão caminham na direção contrária, isto é, quanto maior o PIB, menor o seu consumo de energia primária.

No ano de 2016, a média mundial do índice de intensidade energética, que quantifica a energia para produzir um dólar de PIB, caiu 1,6% (AIE, 2017). No Brasil, esse indicador aumentou em 2%. Esse crescimento da demanda de energia primária contribui para a redução da disponibilidade dos recursos naturais no planeta.

Para modificar esse cenário e conciliar o crescimento econômico com a diminuição da demanda de energia primária, é necessária a adoção de práticas para o uso eficiente e racional da energia. Para efetuar isso, é essencial a pesquisa, o projeto e o desenvolvimento de equipamentos e instalações que objetivam a maior produção de bens e serviços utilizando a menor quantidade de energia primária possível.

Considerando este propósito, uma alternativa com um alto grau de eficiência é a trigeração, isto é, a produção de três formas úteis de energia a partir da mesma fonte de energia primária. Dessa forma, a energia que seria desperdiçada em um processo é reutilizada em outro processo para gerar outra forma de energia.

Para testar a viabilidade de sistemas térmicos com a trigeriação, a análise exergetica oriunda da Segunda Lei da Termodinâmica é fundamental, visto que a partir das irreversibilidades calculadas pela Segunda Lei, sabe-se se um processo é real ou impossível (BARJA, 2006). Já a análise exergoeconômica é utilizada como uma importante ferramenta para redução de custos em projetos de sistemas energéticos (LOURENÇO, 2016) pois consiste na alocação de custos devido aos fluxos de exergia de um determinado sistema.

1.2 MOTIVAÇÃO

A matriz de energia elétrica brasileira é diversificada e contempla fontes de energia renováveis e não renováveis. No entanto, pelo Balanço Energético Nacional (BEN), estima-se que, em 2017, 65,2% da matriz energética correspondiam à energia hidráulica. Com a crise hídrica que assolou o país no período de 2014 a 2016, algumas hidroelétricas não possuíam condição de funcionamento, pois a água dos reservatórios deveria ser poupada. Devido a isso, as usinas termoeletricas, que utilizam derivados do petróleo, foram reativadas. Estas usinas são mais dispendiosas, por isso, esse fato culminou no aumento das contas de luz no país.

Além disso, as emissões de CO₂ associadas à matriz energética brasileira foram quantificadas em 435,8 MtCO₂-eq (EPE, 2017). Desse valor, 31% das emissões correspondem aos setores agropecuários, serviços, energético e elétrico. Devido a esse contexto, soluções de engenharia precisam ser pesquisadas e analisadas para a redução da emissão de poluentes, da escassez de recursos naturais e do custo e do consumo de energia.

A EPE ainda estima que 4,8% da energia no Brasil é utilizada pelo setor de serviços. O segmento de hotelaria integra o setor de serviços. Este segmento possui alta demanda energética, visto que necessita, em seus empreendimentos, de várias formas de energia: a energia elétrica, utilizada para manter em funcionamento os equipamentos das edificações, em especial o sistema de climatização e o sistema de iluminação; e energia térmica utilizada para aquecimento de água para diversos fins. A trigeriação é uma excelente alternativa para o consumo racional da energia, principalmente em empreendimentos comerciais e industriais que carecem de energia elétrica e térmica para as mais diversas aplicações. Por conta disso, uma edificação do tipo resort foi selecionada para o desenvolvimento deste trabalho. A

edificação do tipo *resort*, em geral, é situada em locais um pouco distantes de grandes centros e além de oferecer hospedagem, disponibilizam outros tipos de serviços aos clientes.

Visando ao desenvolvimento técnico, social, econômico e ambiental do estado do Piauí, um resort de médio porte (Figura 4.2), em Luís Correia, latitude: 02° 52' 45" S e longitude: 41° 40' 01" W, litoral do Piauí, localizado a 360 km de Teresina, capital do estado, foi escolhido.

A exergoeconomia como método para analisar o sistema de trigeração foi adotada tendo em vista os trabalhos desenvolvidos pelo grupo de pesquisa do Professor Doutor Carlos Cabral, orientador desta dissertação. MOREIRA, 2004; MARQUES, 2005; SANTOS, 2005a realizaram trabalhos utilizando a metodologia da Teoria do Custo Exergético para analisar sistemas de refrigeração por absorção. Já neste trabalho, buscou-se pesquisar aplicar a exergoeconomia pelo método SPECO, bem como SOUZA, 2019, que utilizou a metodologia para analisar um sistema ORC, MEDEIROS NETO, 2018, que apresentou a análise de um sistema de refrigeração por absorção semelhante à CORDEIRO, 2018 e MARQUES 2018, que desenvolveu um trabalho em torno uma unidade de trigeração cujo combustível era gás natural.

Neste trabalho, buscou-se analisar a geração de energia elétrica para um resort com o reaproveitamento do rejeito térmico fornecido por um motor de combustão interna movido a diesel para a produção de água quente e de água gelada. Utilizou-se a metodologia SPECO para quantificar monetariamente os fluxos de exergia de todos os pontos da configuração de trigeração proposta, considerando também a exergia química.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar exergoeconomicamente um sistema de trigeração para o uso mais eficiente da energia em um resort, atendendo assim, à sua carga térmica de climatização, à necessidade de água quente e à produção de energia elétrica.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Elaborar um levantamento bibliográfico sobre sistemas de trigeração.
- Realizar a análise energética e exergética do sistema de trigeração apresentado.
- Desenvolver a análise exergoeconômica pelo método SPECO (*Specific Exergy Costing*) do sistema de trigeração.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho está organizado em cinco capítulos. O primeiro contempla a parte introdutória da dissertação com a motivação e a contextualização da pesquisa, bem como seus objetivos gerais e específicos.

No segundo capítulo, é realizada uma breve revisão bibliográfica sobre os trabalhos publicados sobre cogeração e trigeração de energia e sobre exergoeconomia.

No terceiro capítulo, é apresentada a fundamentação teórica acerca de temas e conceitos necessários para o desenvolvimento da dissertação, dentre os quais a geração de energia, sistemas de refrigeração por absorção, análise termodinâmica e análise exergoeconômica.

A metodologia é demonstrada no quarto capítulo, no qual as definições do sistema de trigeração e suas características são apresentadas e também, o equacionamento pertinente às análises desenvolvidas, por meio de levantamento de dados e de simulação computacional.

Os resultados obtidos e a avaliação destes constam no capítulo 5. Em seguida, estão as conclusões desta pesquisa, as sugestões para trabalhos futuros e as referências utilizadas.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, será apresentada uma revisão de literatura de trabalhos sobre a cogeração e a trigeração de edificações no Brasil e no mundo. Buscou-se também pesquisas que tenham aplicado metodologia de análise exergoeconômica para avaliar o desempenho das instalações.

BARJA (2006) realizou um levantamento da situação da cogeração no Brasil, da legislação que a regula e de como analisar sua viabilidade econômica, visto que sua implantação só é possível se houver expectativa de menor custo. Como estudo de caso, o autor propôs um sistema de cogeração de eletricidade e de vapor para o Restaurante Universitário da UnB e concluiu que a implantação deste sistema de cogeração seria viável técnica e economicamente.

LAZARETTO E TSATSARONIS (2006) definiram uma metodologia para o cálculo dos custos exergéticos para sistemas térmicos denominada de SPECO (Specific Exergy Costing) Neste trabalho, os autores detalharam este método ao explicar como identificar os fluxos de saída e de entrada, como determinar os fluxos que correspondem a combustível (ou insumo) e a produto, como estruturar as equações de balanço de custo e as equações auxiliares. Além disso, os autores demonstraram a aplicação deste método em diversos componentes.

REIS (2006) desenvolveu um projeto de um sistema compacto de cogeração composto por um motor de combustão interna de pequeno porte, por um sistema de refrigeração por absorção e por trocadores de calor. O autor realizou a montagem de dois

protótipos, analisou exergoeconomicamente pelo método do custo de manufatura exergética e apontou a eficácia desse método para a melhoria da operacionalização do sistema.

POUSA (2009) propôs um sistema de cogeração de eletricidade e de água gelada cujo acionador primário é um motor de combustão interna a gás natural. O sistema foi analisado exergoeconomicamente pelo método da Teoria Estrutural Termoeconômica. Um estudo de caso foi realizado para a implantação do sistema em um centro comercial. O autor verificou que a cogeração proposta teria viabilidade técnica, mas não econômica se o sistema operasse durante todo o funcionamento do centro comercial. Porém, se a operação fosse restrita ao horário de ponta, a cogeração seria viável financeiramente.

OCHOA (2010) realizou um estudo de uma cogeração entre um chiller de absorção e uma microturbina a gás natural, ambos localizados na UFPE. A análise termodinâmica e exergoeconômica das unidades produtivas foi desenvolvida pela Teoria do Custo Exergético. O autor observou que reaproveitar os gases de exaustão da microturbina para fornecer calor para o chiller é viável energeticamente e que, em aproximadamente 5 anos, o empreendimento da cogeração obteria retorno financeiro.

ARTEAGA (2010) apresentou um sistema de cogeração com um motor de combustão interna a gás natural para o Hospital das Clínicas da Unicamp. Foi analisado o desempenho do sistema proposto em oito tipos de demanda energética da instalação. O autor apontou que, de fato, a cogeração implica na redução do consumo de energia primária.

BALLI *et al* (2010) analisaram um sistema de trigeração de potência de 6.5 MW com um motor dual movido a gás natural e diesel. O método utilizado para avaliar o sistema foi o SPECO. A planta de trigeração em estudo fornece eletricidade, calor e água gelada para uma indústria. Ao quantificar as eficiências do sistema, os autores concluíram que o método é válido para a análise deste tipo de sistema térmico, para melhorar sistemas em funcionamento e para o design de novos sistemas.

BROFMAN (2014) realizou um estudo sobre cogeração em hotéis na cidade de Porto Alegre. O autor, com base em dados de estabelecimentos da cidade, definiu um padrão de consumo de energia elétrica e térmica para propor um sistema de cogeração de eletricidade e de calor para esses empreendimentos. Analisou-se um hotel sem sistema de cogeração e um com para que os custos de operação e o desempenho energético das instalações fossem avaliados. O autor obteve como resultado que o retorno de investimento

para a implantação da cogeração é em média abaixo de 6 anos. Contudo, deve-se observar o custo da energia primária adotada em relação ao custo da energia elétrica, fator determinante para a viabilidade da cogeração.

SHOKATI *et al* (2014) realizaram uma análise exergoeconômica comparativa pelo método SPECO de um sistema de absorção para a produção de energia cujo fluido de trabalho é o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, outro cujo fluido de trabalho é $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ e um ciclo Rankine. Os autores concluíram que o sistema com $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ é mais eficiente do que o com $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, porém, produz energia a um custo maior. O sistema com $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ainda possui o maior custo de exergia destruída e o de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, o menor.

KHALJANI *et al.* (2015) apresentaram uma análise energética, exergética e exergoeconômica pelo método SPECO de um sistema de cogeração de calor e potência entre um ciclo de turbina a gás e um Rankine Orgânico (ORC). Os autores concluíram que a câmara de combustão, a turbina a gás e a caldeira de recuperação de vapor são os equipamentos com a maior taxa de custo e são também os mais importantes. Verificou-se também que o custo da exergia destruída é maior do que o de investimento, de modo que é necessário uma otimização para aperfeiçoar essa relação.

CHITSAZ *et al* (2015) executaram uma análise exergoeconômica pelo método SPECO de uma planta de trigeração composta por uma célula a combustível de óxido sólido, um sistema de refrigeração por absorção e trocadores de calor para a produção de eletricidade, frio e calor, respectivamente. Concluiu-se que produzir frio tem um custo mais elevado do que produzir calor devido ao alto investimento dos equipamentos de absorção. Além disso, investigou-se a relação de alguns parâmetros do sistema com o aumento ou diminuição do custo, como exemplo, a temperatura de entrada do combustível que reduz os custos do produto até certo ponto e depois aumenta.

SHELAR *et al* (2016) desenvolveram uma análise energética e exergética de um sistema de trigeração com um motor de combustão interna movido a diesel. Foram avaliados dois tipos de sistemas. Um com dois chillers de absorção para a produção de água gelada, um de duplo efeito alimentado diretamente pelos gases de exaustão do motor e outro de simples efeito alimentado pelo calor recuperado da água da camisa de arrefecimento da camisa do motor. O outro sistema é dotado de apenas um chiller de absorção de simples efeito, cuja fonte de energia térmica é o calor recuperado tanto pelos gases de exaustão do

motor quanto pela água de arrefecimento da camisa. Ambos são analisados com diferentes cargas e os autores concluíram que o desempenho energético, exergético e econômico da planta de trigeração com dois chillers é melhor do que a planta com apenas um.

OCHOA *et al.* (2016) desenvolveram um estudo econômico, pelo viés energético e exergético, de um sistema de microcogeração cuja fonte primária é uma microturbina de 30 kW movida a gás natural. Neste trabalho, calculou-se o payback, o valor presente líquido, a taxa interna de retorno, bem como os custos monetários exergéticos pela metodologia TCE. Com os valores alcançados pela simulação computacional obtida no software EES, determinou-se a viabilidade econômica do sistema, pois foi verificado que o custo da energia elétrica fornecida pela microturbina era inferior ao da concessionária de energia após o quinto ano de uso do sistema.

MENDONÇA (2017) desenvolveu um estudo energético e econômico para a cogeração de calor e água gelada para hotéis utilizando a queima de GLP. O autor realizou um levantamento do consumo energético de edificações do setor hoteleiro e comparou com um sistema proposto desenvolvido para um hotel padrão. Os resultados indicam que o sistema proposto garante uma redução de 25% no consumo da energia elétrica do hotel.

KORDLAR E MAHMOUDI (2017) analisaram exergoeconomicamente pelo método SPECO e otimizaram um sistema de cogeração composto por um ciclo Rankine Orgânico e por um sistema de refrigeração por absorção. Os autores indicaram que a turbina, o condensador e o absorvedor foram os componentes que devem ser otimizados, visto que possuíam os maiores custos de exergia destruída.

WU *et al.* (2017) desenvolveram uma análise energética, exergética e exergoeconômica pelo método SPECO de um sistema combinado de recompressão Brayton de CO₂ supercrítico e um sistema de refrigeração por absorção. Comparou-se também esse sistema com apenas um de recompressão-Brayton de CO₂ supercrítico. Verificou-se que o sistema combinado possui mais eficiência do que o simples. Em ambos, os mesmos componentes, o reator e a turbina, apresentaram maior custo.

CAVALCANTI *et al.* (2017) realizaram uma análise termodinâmica teórico-experimental de três arranjos de uma planta de cogeração baseados nos equipamentos presentes no laboratório da RECOGÁS, na UFPB. O primeiro arranjo apresenta a cogeração entre um grupo moto-gerador e um sistema de refrigeração por absorção. O segundo é

composto pelo grupo moto-gerador e pela usina de biodiesel. Já o terceiro, considerado como trigerção, inclui os três componentes: o grupo moto-gerador, a usina de biodiesel e o sistema de refrigeração por absorção. Os diagramas de Sankey obtidos pelos autores demonstram que a energia elétrica é produzida pelos arranjos de maneira equivalente, mas é no arranjo dois que a energia térmica é melhor aproveitada.

Em SHOKATI, *et al.* (2018) uma análise exergoeconômica pelo método SPECO e a otimização de modo comparativo de dois tipos de ciclos: o ORC e o Kalina, ambos para a produção de potência foi realizada. A análise mostrou que o custo da exergia destruída era bastante alto se equiparado com o investimento. Por conta disso, a otimização se faz necessária em ambos os ciclos. Verificou-se que o ciclo ORC produzia mais potência a um custo menor.

MEDEIROS NETO (2018) efetuou uma análise exergoeconômica de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito pelo método SPECO e pelo TCE. Em ambas as metodologias, o equipamento de maior custo foi o gerador de vapor. Para os elementos dissipativos, a metodologia TCE apresentou custos maiores do que a SPECO. Devido ao tratamento dos componentes dissipativos e ao método de alocação de custos, o autor observou que para este tipo de sistema, o método SPECO é mais adequado.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, serão abordados os conceitos fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho, destacando os aspectos essenciais da trigeração e da cogeração, dentre os quais o histórico, os tipos de tecnologias, a legislação atual vigente no Brasil e a utilização deste tipo de sistema em hotéis.

Ademais, tópicos sobre refrigeração por absorção, tais como sua definição e histórico, princípio de funcionamento e classificação deste sistema são abordados. Pontos sobre análise energética, exergética e exergoeconômica também serão discutidos.

3.1 TRIGERAÇÃO

3.1.1 Conceito e Histórico

A trigeração é a geração simultânea de três formas úteis de energia, a partir de apenas uma fonte de energia primária, são estas eletricidade, calor e frio. Apesar do custo de instalação de centrais de trigeração serem elevados, estima-se que estes sistemas tenham eficiência térmica maiores que 80%, enquanto os sistemas de produção de energia convencional alcançam um valor entre 30 a 35% (ARTEAGA, 2010). Isso ocorre porque, em geral, a energia térmica resultante de um processo é rejeitada e desperdiçada, e na trigeração, essa energia é recuperada para o uso em outros equipamentos de sistemas de climatização e de aquecimento, por exemplo.

Cogeração é o termo utilizado para designar a produção simultânea de duas formas de energia, elétrica e térmica, mas também pode ser empregado quando está ocorrendo a geração de mais de uma forma útil de energia. Em instalações como edifícios comerciais, hotéis, escolas e hospitais que, além de necessitar de energia elétrica, demandam também

calor e frio, centrais de cogeração e trigeração apresentam a possibilidade de aproveitar a energia de um combustível de modo mais econômico, confiável e eficiente (KAVVADIAS *et al*, 2010).

A primeira patente de um sistema de cogeração foi em 1784, quando um cervejeiro, Sutton Thomas Wood, desenvolveu um motor a vapor que funcionava ao ser acionado pela energia térmica rejeitada do vapor de processo (SANTOS, 2005a). A partir de então, outros projetos foram desenvolvidos, inclusive por Watt e Carnot.

No final do século XIX e em boa parte do século XX, o vapor ainda era a principal fonte de energia primária utilizada nas indústrias e para a produção de energia elétrica. Portanto, em indústrias nos Estados Unidos, nesta época, a maior parte da energia era produzida em sistemas de cogeração (ONOVWIONA E UGURSAL, 2006 *apud* ARTEAGA, 2010). Porém, na metade do século XX, com a redução dos custos da eletricidade e dos combustíveis e com a regulamentação da geração de energia elétrica centralizada, a utilização dos sistemas de cogeração caiu vertiginosamente.

Com a crise do Petróleo, em 1973, na qual o Petróleo e seus derivados atingiram preços elevados e com a criação do PURPA (Public Utilities Regulatory Policy Act) em 1978, que regulamentou a produção de energia por um produtor independente, a cogeração novamente foi impulsionada e sua utilização voltou a crescer (TAKAKI, 2006).

Nesta mesma época, no Brasil, em 1975, foi criado o Programa Nacional do Álcool (Pró-Álcool) para que o país alcançasse uma independência da gasolina e, dessa forma, os carros pudessem ser movidos a álcool. Incentivos fiscais e empréstimos bancários foram concedidos a indústrias para a produção do etanol a partir da cana de açúcar e para a fabricação de automóveis movidos a álcool. Neste contexto, a indústria sucroalcooleira obteve um impulso na sua atividade. Dessa forma, foi percebido o potencial de cogeração neste tipo de fábrica, pois o bagaço da cana de açúcar, rejeito da produção de etanol, poderia ser utilizado para gerar vapor, e, utilizando uma turbina a vapor, gerar energia elétrica (POUSA, 2009).

Já no século XXI, com o desenvolvimento tecnológico e o aumento populacional, houve um impulso na demanda por energia elétrica e também na preocupação com a escassez dos recursos naturais e com os impactos ambientais. Dessa forma, o uso eficiente e racional

da energia adquiriu uma importância ainda maior no século presente (MOUSSAWI *et al*, 2016).

3.1.2 Arranjos técnicos e tecnologias de cogeração

Existem diversos tipos de tecnologias de sistemas de cogeração e dois tipos de arranjos. A cogeração pode ser do tipo *topping* (montante) ou do tipo *bottoming* (jusante). Neste primeiro, o arranjo é superior, ou seja, a energia elétrica é produzida primeiro, e com a energia rejeitada, a energia térmica de processo é gerada. Neste último, o arranjo é inferior, a energia térmica é produzida antes, e com o rejeito, a eletricidade é gerada. Os arranjos do tipo *topping* são largamente utilizados, visto que apresentam melhor uso da energia e da exergia do combustível (POUSA, 2009). Nas figuras 3.1 e 3.2, um esquema do arranjo *topping* e do *bottoming* são representados, respectivamente.

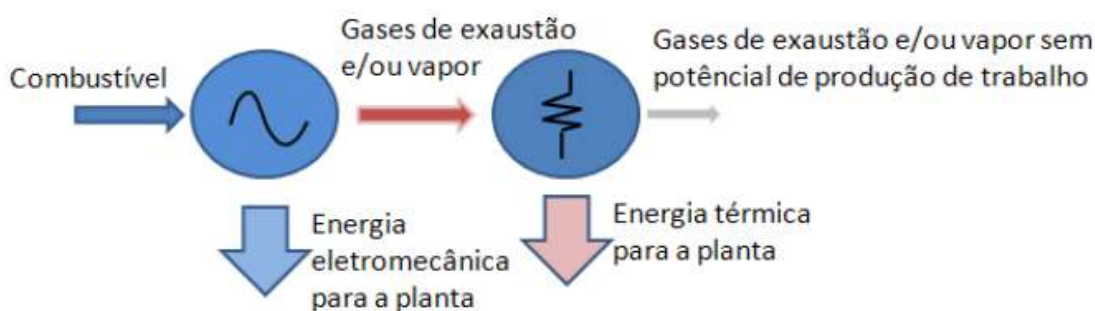


Figura 3.1. Arranjo de cogeração do tipo topping (POUSA, 2009).

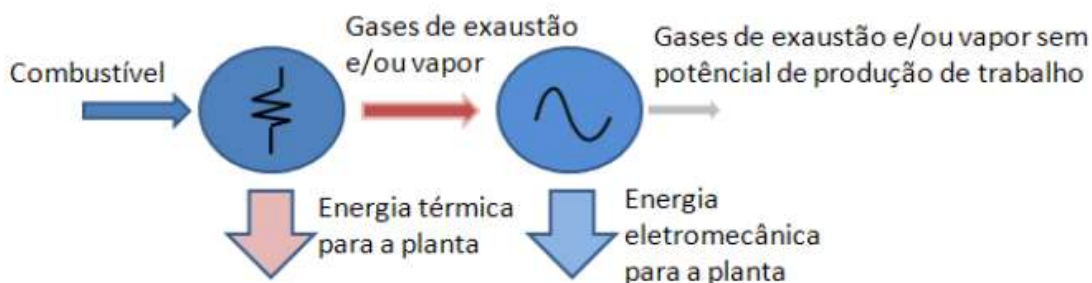


Figura 3.2. Arranjo de cogeração do tipo bottoming (POUSA, 2009).

Além da classificação em relação à sequência do uso da energia elétrica, a cogeração pode ser classificada de acordo com o tipo de energia primária. Esta fornece a potência para a geração de eletricidade e o calor rejeitado para a produção de frio e calor, para fins de climatização e aquecimento (MOUSSAWI *et al*, 2016). As principais tecnologias de cogeração classificadas de acordo com sua energia primária são:

- Turbinas a vapor;
- Turbinas a gás;
- Microturbinas;
- Ciclos combinados;
- Motores de combustão interna;
- Tecnologias emergentes: células combustíveis, ciclo Rankine orgânico e motores Stirling.

Turbinas a vapor

As turbinas a vapor são dispositivos que produzem trabalho de eixo (potência) por meio da queda de pressão do fluido de trabalho, que neste caso, é o vapor d'água, o qual é produzido em caldeiras. Este tipo de equipamento recebe o vapor a alta pressão e realiza a expansão, ou seja, o aumento de volume e a consequente redução da pressão, através de pás (REIS, 2006).

Essas máquinas são consideradas umas das fontes primárias de energia mais antigas ainda em funcionamento e possuem uma ampla capacidade de funcionamento, podendo variar de 50 kW até centenas de Megawatts. São bastante utilizadas em sistemas de cogeração e de trigeração, principalmente em aplicações industriais. Podem ser de dois tipos: de contrapressão e de condensação (MOUSSAWI *et al.*, 2016).

O ciclo ideal das turbinas a vapor é o ciclo Rankine (Figura 3.3). A caldeira constitui a fonte de calor do sistema. É neste dispositivo que ocorre a transformação da água líquida em vapor, que é direcionado para a turbina, na qual ocorre a expansão sua expansão e a produção do trabalho de eixo, que é convertido em eletricidade por um gerador. No condensador, o vapor muda de fase, tornando-se líquido e é então bombeado novamente para a caldeira. Este tipo de turbina é a denominada de condensação ou de extração (COUTO, 2015).

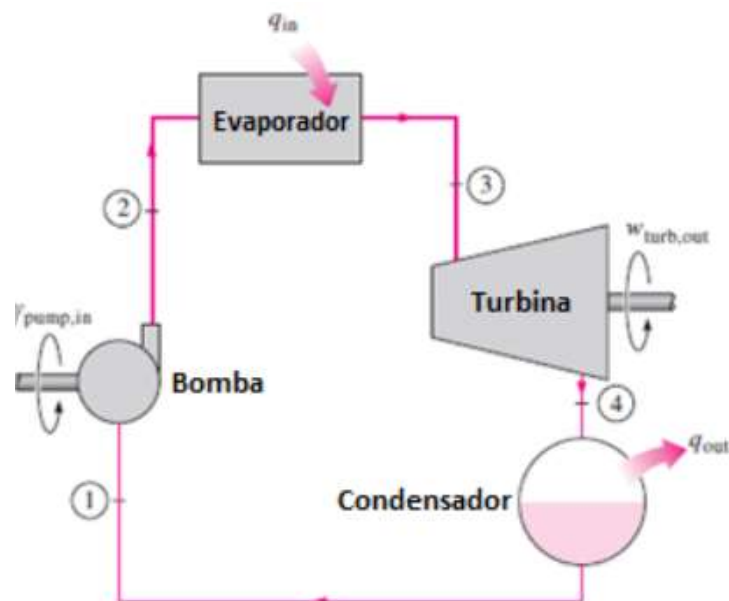


Figura 3.3 - Ciclo Rankine das turbinas a vapor (ÇENGEL E BOLES, 2006).

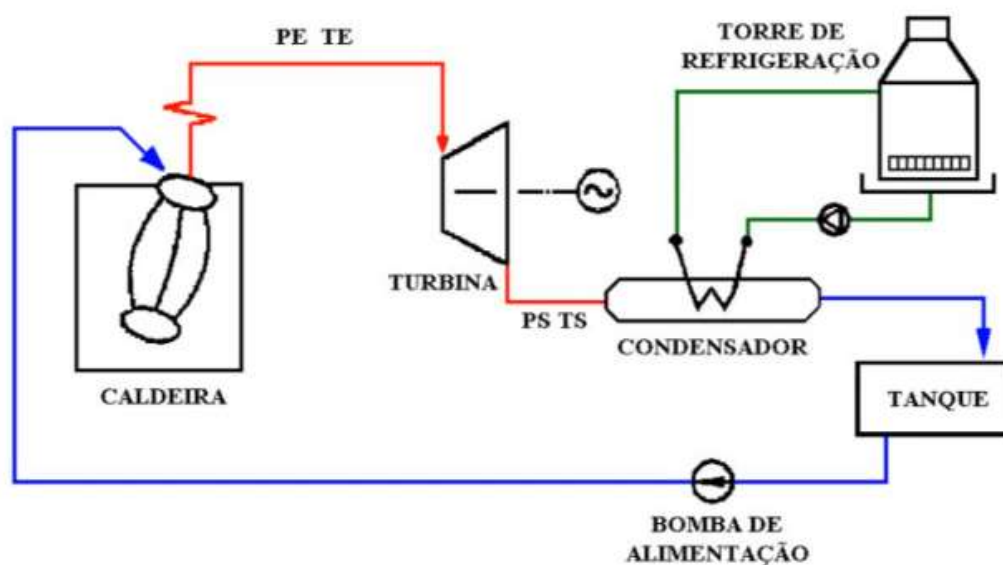


Figura 3.4 - Exemplo de cogeração com turbinas a vapor de condensação (ELIAS, 2008)

Em instalações de cogeração, como na figura 3.4, o vapor a baixa pressão que sai da turbina é direcionado para algum equipamento, para ser utilizado em outro processo. No entanto, este tipo de turbina não é muito utilizado em aplicações de cogeração devido ao seu

baixo rendimento global, sendo mais empregada em situações onde se produz apenas eletricidade.

Para fins de cogeração, as turbinas de contrapressão são mais comuns (Figura 3.5). Nestas, não há condensador no ciclo, e a pressão de saída do vapor é similar à atmosférica. O vapor então é diretamente enviado para o processo, e é o condensado deste processo que vai para a caldeira.

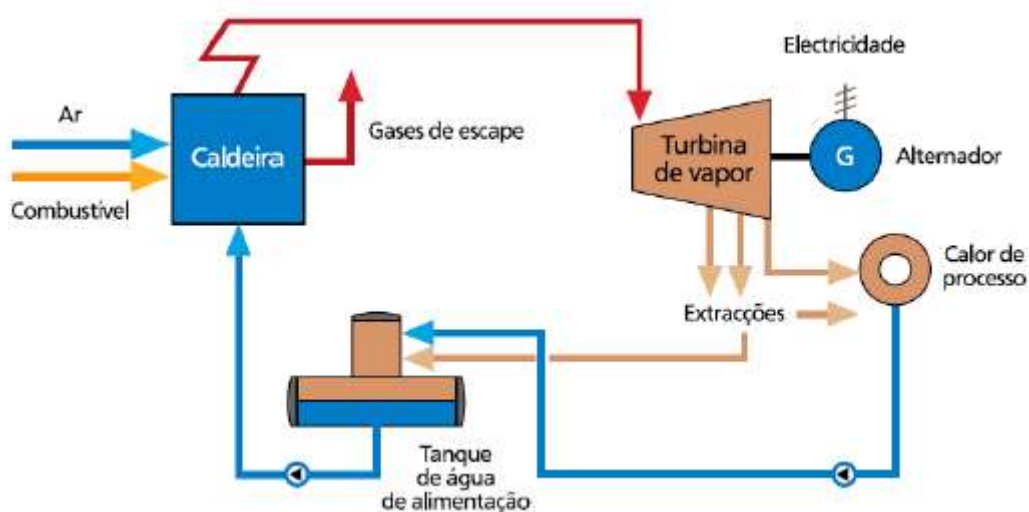


Figura 3.5 - Exemplo de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão (COUTO, 2015)

A cogeração por turbinas a vapor é amplamente utilizada em indústrias, visto que estas necessitam de energia elétrica de grande quantidade e de confiabilidade e também precisam de vapor para empregar em processos.

Como exemplo de cogeração com turbinas a vapor, tem-se as usinas sucroalcooleiras, que produzem álcool e açúcar. O resíduo da produção destes insumos é o bagaço de cana. Dessa forma, essa biomassa é utilizada em uma planta de cogeração para suprir as demandas de calor, de eletricidade e de energia mecânica. O bagaço de cana é então empregado como combustível em caldeiras para a produção de vapor. Este vapor é direcionado para as turbinas para a geração de eletricidade e utilizado como vapor de processo.

Turbinas a gás

Assim como as turbinas a vapor, as turbinas a gás também possuem o objetivo de gerar potência através da expansão de um fluido de trabalho, sendo este os produtos da combustão de um determinado combustível (REIS, 2006). Gás natural e derivados do petróleo estão entre os mais utilizados.

O ciclo ideal da turbina a gás é o Brayton (Figura 3.6). O ar é admitido no compressor e tem sua pressão elevada e é direcionado para a câmara de combustão, onde é misturado com um combustível. A combustão então ocorre e os gases de exaustão são encaminhados para a turbina, na qual acontece a queda de pressão do fluido de trabalho. O eixo da turbina a gás é acoplado a um gerador para a produção de eletricidade. A sua geração de energia pode variar de 500 kW a 350 MW.

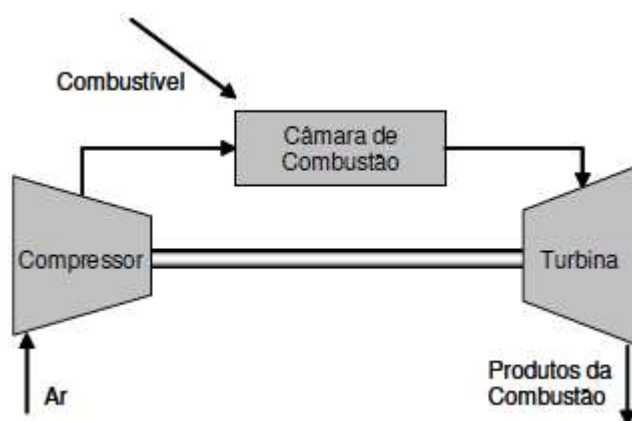


Figura 3.6 - Representação de um ciclo de turbina a gás (COHEN *et al*, 1987, *apud* REIS, 2006).

A turbina a gás é a tecnologia mais utilizada em sistemas de cogeração de média e de alta potência. Possui alto rendimento, baixa emissão de enxofre e cinzas, ou seja, um impacto ambiental relativamente menor comparado a outras tecnologias, e ainda calor de altíssima qualidade que pode ser recuperado facilmente e uma versatilidade em relação ao combustível utilizado (COUTO, 2015).

A cogeração com este tipo de equipamento pode ser realizada de duas maneiras: os gases de exaustão da turbina podem ser encaminhados diretamente a um chiller de absorção

ou podem ser direccionados a uma caldeira de recuperação, onde vapor é gerado para finalidade de processo ou de aquecimento (Figura 3.7).

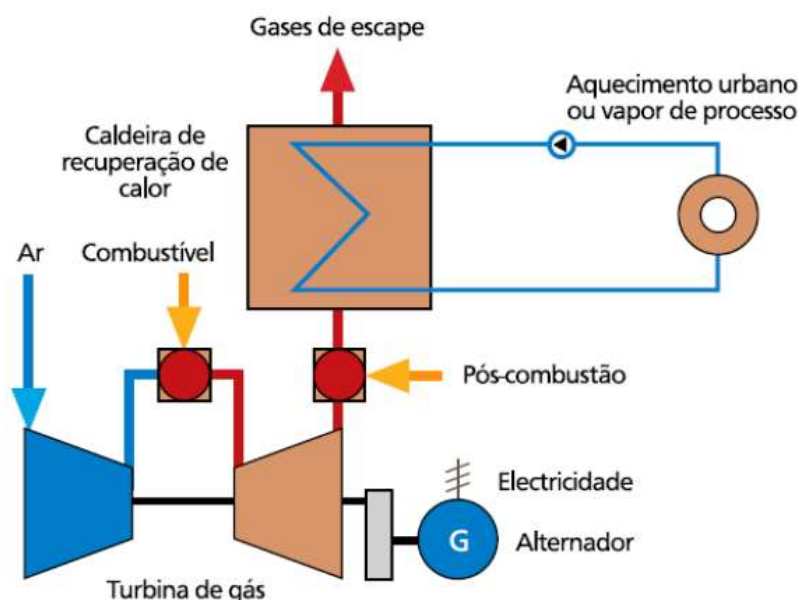


Figura 3.7 - Representação de uma cogeração com turbina a gás e caldeira de recuperação (COGEN Portugal 2011, apud COUTO 2015).

Estima-se que quando uma turbina a gás produz apenas energia elétrica, a eficiência do sistema é de 35%. Quando o calor é recuperado, e é realizada a cogeração, esta eficiência aumenta para 80% (BARJA, 2006).

Um grande exemplo de trigeração com turbinas a gás é o Parque das Nações em Lisboa, Portugal (Figura 3.8). A turbina é movida a gás natural e tem a capacidade de 5 MW. A energia térmica residual é transferida para um gerador de vapor. Este alimenta chillers de absorção, para a produção de frio e trocadores de calor, para a produção de água quente para aquecimento. Estima-se que, apenas em 2017, houve redução de 40% das emissões de CO₂ (Climaespço, 2017). Este sistema fornece frio, calor e eletricidade para mais de 150 edifícios.



Figura 3.8 - Chillers de absorção na central de trigeração do Parque das Nações (CLIMAESPAÇO, 2017).

Microturbinas

As microturbinas são turbinas a gás de baixa capacidade de 30 a 350 kW, funcionam com diversos tipos de combustíveis, possuem baixo índice de emissões e apresentam grande potencial de recuperação de energia. São também compactas e apresentam poucas partes móveis. Este tipo de tecnologia pode ser utilizado para a produção e distribuição de energia para indústrias, instalações comerciais e institucionais (ARTEAGA, 2010 E MOUSSAWI *et al.*, 2016).

Quando utilizadas em cogeração, os gases de exaustão extraídos da microturbina são utilizados para a produção de água quente ou de vapor, dependendo do nível de temperatura de saída dos gases (Figura 3.9).

Como exemplo de cogeração com microturbina a gás, tem-se uma instalação na Universidade Federal de Pernambuco, no laboratório da Cogencasa. Uma microturbina a gás natural de capacidade de 30 kW de potência é acoplada a um chiller de absorção de 10 TR, cujo acionamento é realizado com os gases de exaustão desta microturbina.

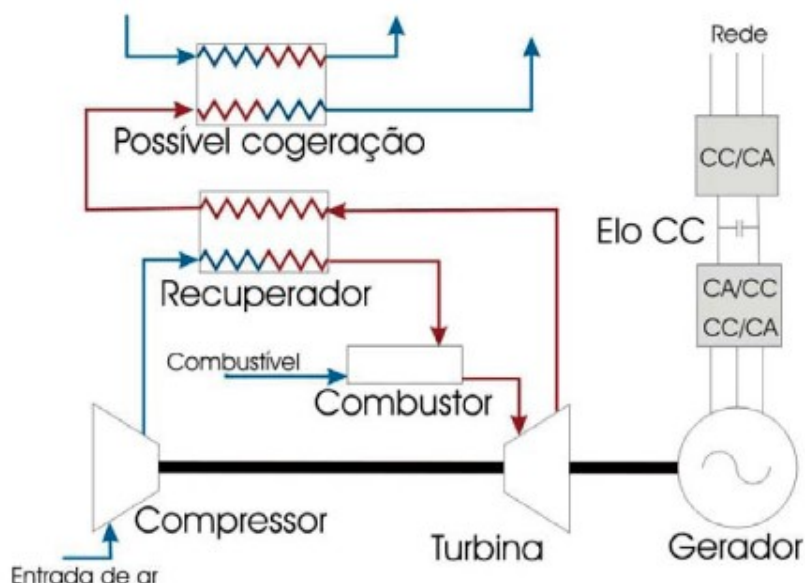


Figura 3.9 - Representação esquemática de uma cogeração com microturbinas (BONA E RUPPERT FILHO, 2004).

Ciclos Combinados

Os ciclos combinados consistem no arranjo de dois ou mais ciclos termodinâmicos, atuando em diferentes níveis de temperatura, de modo que um ciclo secundário aproveita o rejeito térmico de um ciclo primário. A combinação mais comum é o arranjo entre o ciclo Brayton e o Rankine, isto é, turbina a gás e a vapor, maximizando assim a produção de energia elétrica e aumentando a eficiência global do sistema (BARJA, 2006 e COUTO, 2015).

A cogeração funciona da seguinte maneira: o ciclo da turbina a gás opera normalmente e os gases de exaustão são extraídos para serem utilizados como fonte de energia para o ciclo Rankine. Assim, a água é transformada de líquido para vapor em um trocador de calor alimentado pelos gases de exaustão da turbina a gás, eliminando a necessidade da caldeira (Figura 3.10).

Uma aplicação deste tipo de cogeração ocorre na Usina Termelétrica Parnaíba, do Grupo EBX, no Maranhão. A usina conta com turbinas a gás natural que produzem a energia mecânica para gerar eletricidade. Os gases de exaustão então são direcionados para uma

caldeira de recuperação de calor, na qual água é transformada em vapor, que é encaminhado para as turbinas a vapor, que também produz energia elétrica.

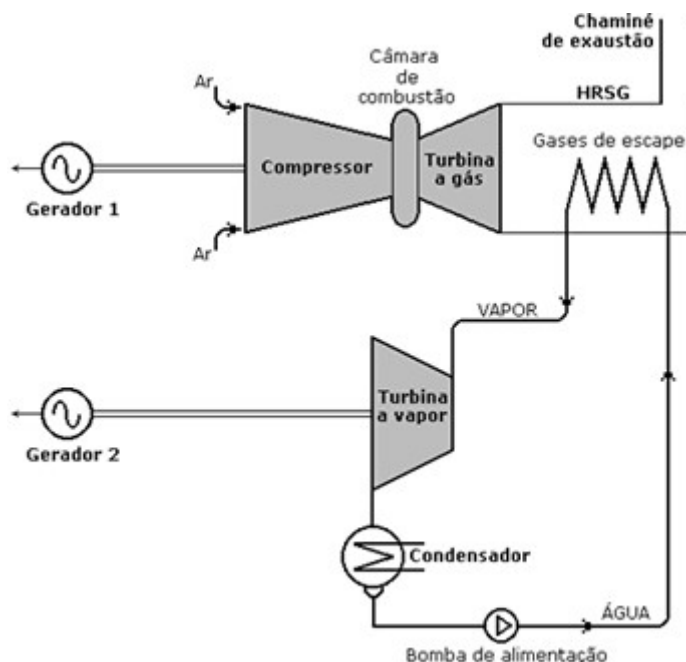


Figura 3.10 - Ciclo combinado Rankine-Brayton (NOVA ENERGIA, 2009).

Motores de Combustão Interna

Os motores de combustão interna (MCI) produzem potência mecânica por meio da energia química contida no combustível após o processo de combustão (REIS, 2006). A principal classificação de MCI é em relação ao método de ignição, que pode ser por centelha ou por compressão.

Os motores de ignição por centelha, também denominados de motores do Ciclo Otto, são aqueles que funcionam a gás natural ou a gasolina. Estas máquinas funcionam da seguinte maneira: uma mistura de ar-combustível entra em um cilindro dotado de um pistão através de uma válvula de admissão. O pistão então se move do PMS (Ponto Morto Superior) para o PMI (Ponto Morto Inferior). Este é o tempo de admissão.

No tempo seguinte, o de compressão, o pistão se move do PMI para o PMS comprimindo a mistura ar combustível e aumentando a sua pressão e temperatura. Quando

o pistão está próximo do PMS, a vela solta uma faísca e assim, se inicia a combustão. Com a combustão, os gases a alta pressão forçam o pistão para baixo até o PMI, de modo que o eixo da manivela gira e é produzido trabalho útil. Este é o terceiro tempo. No último tempo, a válvula de descarga se abre e os gases de exaustão saem do cilindro enquanto o pistão se desloca novamente do PMI para o PMS (Figura 3.11).

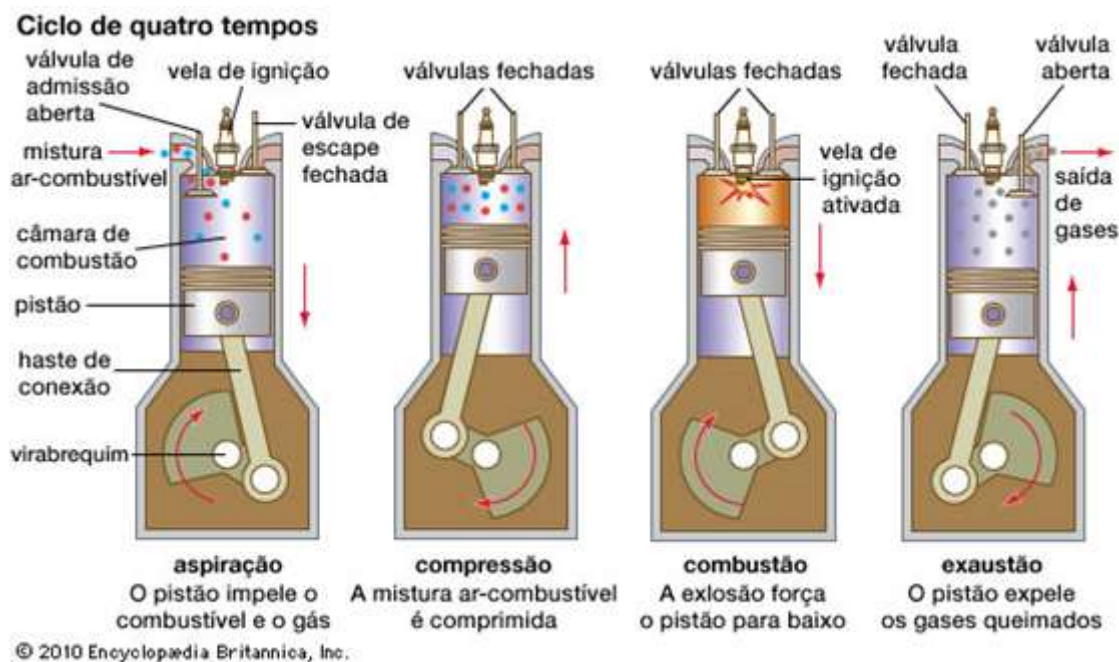


Figura 3.11 - Os quatro tempos de um motor de combustão interna do Ciclo Otto
(Alugagera Locação de equipamentos, 2017)

Os motores de ignição por compressão, ou motores do ciclo diesel (Figura 3.12), se diferenciam dos do ciclo Otto primeiramente pela admissão. No ciclo Otto, há admissão de ar e combustível. No diesel, ocorre a admissão apenas de ar, que é comprimido a uma temperatura maior que a de autoignição e o motor é dotado de um bico injetor de combustível. Assim, o combustível é injetado e a combustão se inicia.

Devido a essa diferença de como se inicia a combustão, a razão de compressão (relação entre o volume dentro do cilindro quando o pistão está no PMI e quando está no PMS) dos ciclos é diferente. Como no ciclo Otto, a autoignição não é desejada, a razão de

compressão tem um limite de valores inferior ao do ciclo Diesel, que não possui essa restrição.

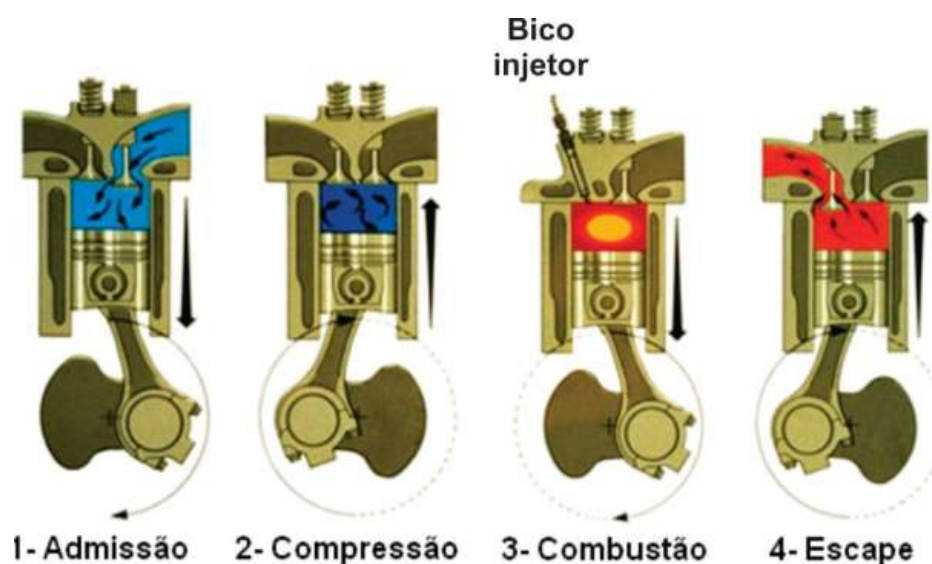


Figura 3.12 - Os quatro tempos de um motor a combustão interna do Ciclo Diesel (UFRPE, 2012).

Em décadas passadas, os motores de combustão interna não foram muito utilizados em sistemas de cogeração devido à baixa temperatura de saída dos gases de exaustão, o que não possibilitaria uma grande recuperação de calor quando comparado a turbinas a gás ou a vapor, por exemplo (REIS, 2006). No entanto, atualmente, para aplicações com menos de 1 MW de potência, o MCI é a máquina mais utilizada para a geração de energia (MOUSSAWI *et al.*, 2016).

A energia térmica residual de um motor de combustão interna pode ser aproveitada de algumas formas. A principal fonte de calor são os gases de exaustão do motor, que podem ser aproveitados diretamente em chillers de absorção, ou podem ser usados em recuperadores de calor para aquecimento de água. Outra energia rejeitada que pode ser aproveitada destas duas maneiras é a da água de arrefecimento da camisa do motor e também do sistema de lubrificação de óleo (Figura 3.13).

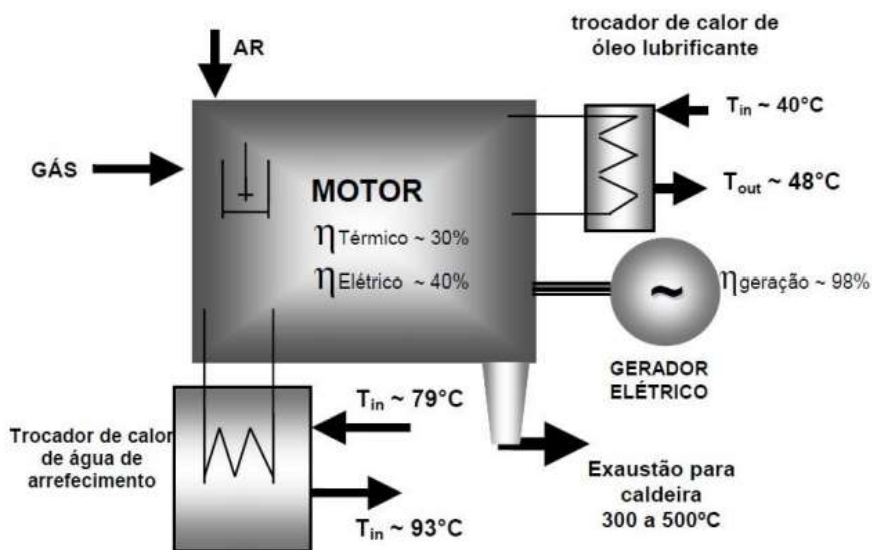


Figura 3.13 - Exemplo de cogeração com motores de combustão interna (MEZAROBÁ, 2016).

Um exemplo deste tipo de cogeração é o Aeroporto de Maceió, que possui dois grupos geradores com motores de combustão interna a gás natural que atende à 90% da demanda de energia elétrica da edificação. Os gases de exaustão aquecem água para o acionamento de chillers de absorção, que totalizam 250 TR.

Tecnologias emergentes: células a combustível, ciclo Rankine Orgânico e motores Stirling

A célula a combustível realiza a conversão da energia química de um combustível, sendo este, em geral, o hidrogênio, em eletricidade. Este tipo de dispositivo funciona de modo distinto das outras tecnologias anteriores e opera de modo similar a pilhas e baterias. A energia é transformada não por uma combustão direta de um combustível, mas por um processo eletroquímico, quando o hidrogênio e o oxigênio reagem na presença de um eletrólito, produzindo água, o que gera uma corrente elétrica através de um circuito externo (BARJA, 2006 e MOUSSAWI *et al.*, 2016).

Isso acontece da seguinte forma: a célula é constituída por dois eletrodos porosos, um cátodo e um ânodo, que são separados por um eletrólito e conectados por um circuito

externo (Figura 3.14). O eletrodo negativo é exposto ao gás hidrogênio e o positivo ao oxigênio, respectivamente o combustível e o oxidante. O hidrogênio perpassa a estrutura porosa do ânodo e se dissolve no eletrólito, reagindo com a superfície do eletrodo, se dissociando em dois íons de hidrogênio (H^+) e em dois elétrons (e^-). Estes direcionam-se para o cátodo por meio de um circuito externo gerando uma corrente elétrica e compõem a reação de redução do oxigênio. Já os íons de hidrogênio são transportados por meio do eletrólito e reagem com o oxigênio para formar água (SANTOS, 2012a).

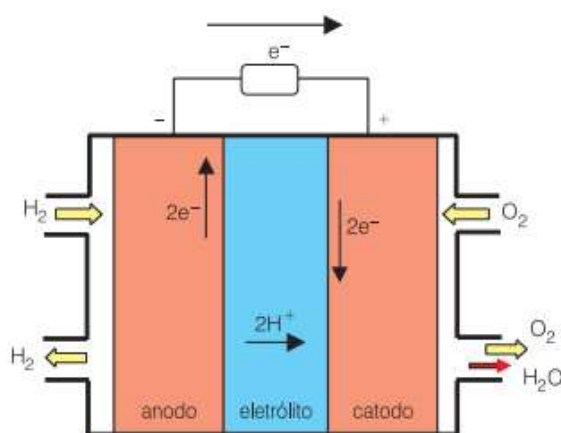


Figura 3.14 - Esquema de funcionamento de uma célula a combustível (SANTOS, 2012a)

Essa tecnologia ainda não é muito utilizada por conta do seu alto custo e da complexidade do armazenamento e da obtenção do hidrogênio. Para fins de cogeração, a energia térmica liberada pela reação química do hidrogênio é aproveitada e recuperada e utilizada em ciclos de turbina a vapor ou turbina a gás.

O ciclo Rankine orgânico é baseado no mesmo princípio das turbinas a vapor, porém não utilizam água e sim outro fluido de trabalho, dentre os quais amônia, isopentano, tolueno e fluidos frigorígenos HFCs (Hidro-flúor-carbono). A conversão de energia térmica em potência mecânica ocorre a temperaturas mais baixas do que o ciclo de turbinas a vapor convencional. Em cogeração, este tipo de ciclo é bastante utilizado em associação com energia solar e com células a combustível (Figura 3.15).

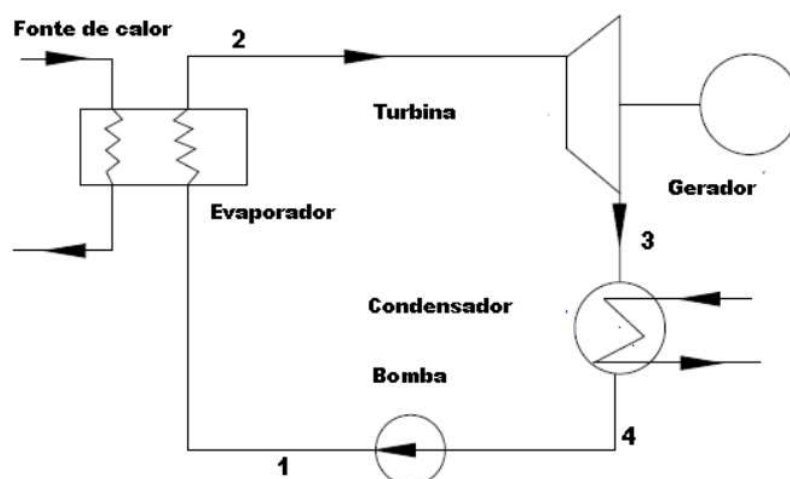


Figura 3.15 - Exemplo de cogeração com ciclo orgânico Rankine (GAO *et al*, 2012 apud CARPIO *et al*, 2015).

Os motores Stirling ainda são uma tecnologia em desenvolvimento e são considerados um tipo de motor à combustão externa (MOUSSAWI *et al.*, 2016). Apresentam eficiência elevada, uma boa versatilidade de combustível, baixo índice de emissões, bem como uma baixa necessidade de manutenção (ARTEAGA, 2010). A operação deste tipo de máquina é baseada na expansão e na compressão de um gás que pode ser hélio, nitrogênio, hidrogênio, ar ou gás natural. O gás percorre um circuito em que há uma fonte fria, onde é contraído, e uma fonte quente, onde é expandido. Um exemplo de cogeração com este motor pode ser obtido com energia solar, conforme figura 3.16.

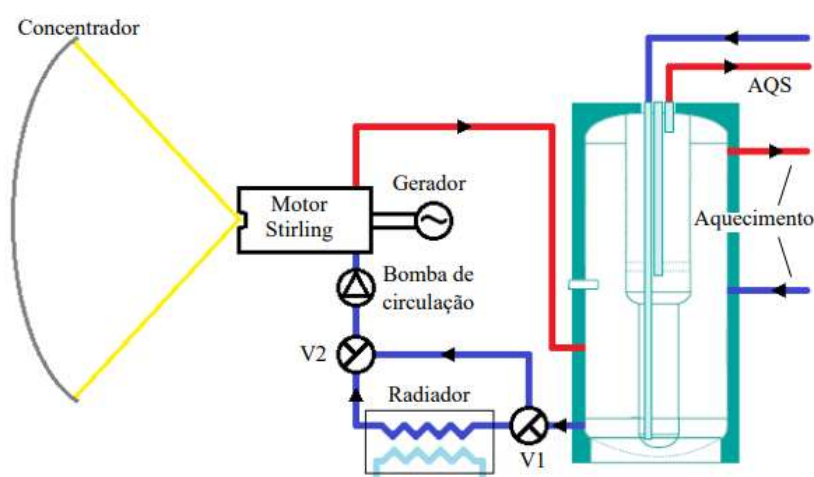


Figura 3.16 - Exemplo de cogeração com motor stirling e energia solar (SANTOS, 2012b)

3.1.3 Aspectos legais da cogeração no Brasil

Antes de abordar os principais aspectos da legislação brasileira no tocante à cogeração, é imprescindível destacar que este tipo de sistema opera segundo duas estratégias operacionais: a paridade térmica e a paridade elétrica.

Em um sistema com paridade térmica, a central de cogeração é projetada prioritariamente para atender a demanda de energia térmica, sendo esta a de calor de processo, água quente ou climatização. Já a geração de energia elétrica é tratada como um subproduto, podendo atender ou não a necessidade total do sistema. Se a eletricidade produzida não for suficiente, deve-se adquirir a parcela de energia restante da rede. Em contrapartida, se houver energia elétrica excedente, esse valor pode ser vendido para a concessionária (POUSA, 2009).

Se um sistema for dimensionado para suprir a demanda de eletricidade, diz-se que é uma cogeração com paridade elétrica. Sendo assim, se a energia térmica for insuficiente para suprir as necessidades, deve-se contratar de terceiros ou instalar equipamentos independentes à central de cogeração. No entanto, se esta energia for produzida com excedente, este só pode ser vendido a locais próximos ao comprador. Este tipo de estratégia de operação é menos comum e, em geral, só é adotada em locais remotos onde não há distribuição de energia em rede (POUSA, 2009).

Devido a este cenário, para um sistema em paridade térmica, a legislação brasileira regula a produção, o transporte e o consumo de energia elétrica. Ao realizar um estudo para o projeto e a implantação da cogeração em determinada instalação, deve-se analisar a viabilidade técnica e econômica, considerando também os devidos aspectos legais, visto que estes podem inviabilizar o projeto (BARJA, 2006).

A Lei nº.9.074, de 7 de julho de 1995, regulamentada pelo decreto nº.2003 de 10 de setembro de 1996 aborda a comercialização de energia e destaca os seguintes pontos em relação a quem compra e vende energia:

- “I – Produtor Independente de Energia Elétrica, a pessoa jurídica ou empresas reunidas em consórcio que recebam concessão ou autorização para produzir energia elétrica destinada ao comércio de toda ou parte da energia produzida, por sua conta e risco;
- II – Autoprodutor de Energia Elétrica, a pessoa física ou jurídica ou empresas reunidas em consórcio que recebam concessão ou autorização para produzir energia elétrica destinada ao seu uso exclusivo.”

Esta lei permite ao produtor independente e ao autoprodutor a geração de energia elétrica e a sua comercialização. Para possibilitar isso, essa mesma lei ainda garante que estas duas categorias de produtor tenham acesso aos sistemas de transmissão e de distribuição de concessionários e permissionários do serviço público de energia elétrica desde que haja o ressarcimento dos custos de transportes envolvidos (BARJA, 2006).

Segundo Pousa (2009), a concessão para a comercialização de energia elétrica é concedida somente para pessoas jurídicas considerando sistemas de cogeração de qualquer capacidade, da seguinte forma:

“A outorga para autorização de concessão ou permissão para que o empreendimento de cogeração possa produzir eletricidade, vendendo ou consumindo é de responsabilidade do Ministério de Minas e Energia, conforme a Lei no. 8.987/95 regulamentado pelo artigo 63 do Decreto no. 5.163/04. A autorização é dada à pessoa jurídica ou às empresas reunidas em consórcios. Para sistemas de cogeração de até 5 MW, é necessário apenas um registro do empreendimento na ANEEL. Para sistemas acima de 5 MW, exige-se uma autorização da União, válida por 30 anos e a comprovação da idoneidade do proprietário quanto às condições operativas do sistema de cogeração e de sua conexão com a rede, definidos na Lei no. 8.987 de 13 de fevereiro de 1995.” (Pousa, 2009)

O governo brasileiro apresenta ainda poucos incentivos à cogeração no País. Um destes é a redução de 50% na tarifa do uso dos sistemas elétricos de distribuição e de transmissão que incidem na produção e no consumo da energia elétrica quando há cogeração qualificada cuja potência é igual ou inferior a 300.000 kW, de acordo com a Resolução Normativa nº 77, de 18 de agosto de 2004, da ANEEL.

3.1.4 Cogeração e trigeriação em hotéis

Como o objeto de estudo deste trabalho é uma central de trigeriação analisada para um hotel do tipo resort, é fundamental destacar alguns aspectos deste tipo de instalação.

Um hotel é um estabelecimento dedicado ao alojamento de hóspedes e de viajantes de forma temporária com o mínimo de conforto. Este tipo de edificação funciona de modo ininterrupto, o que configura uma complexidade nas suas instalações. Na maior parte dos hotéis, existem sistemas de climatização e de aquecimento, equipamentos de cozinha e de lavanderia e sistema de iluminação, todos estes implicam em um alto consumo de energia elétrica para o empreendimento. Deste modo, projetos que visam à eficiência energética garantem à edificação uma maior economia, bem como um consumo sustentável.

Os resorts são edificações hoteleiras que, além de acomodação com um alto grau de conforto, oferecem também opções de entretenimento aos seus hóspedes, dentre os quais parque aquático, sauna, salas de massagem e atividades voltadas ao público infantil. Devido a isso, este tipo de instalação possui demanda energética ainda mais alta do que os hotéis comuns.

Uma alternativa viável para a racionalização da energia nestes tipos de edificações é a cogeração e a trigerção de energia, visto que estes sistemas geram mais de um tipo de energia de modo confiável e eficiente. Neste contexto, foram levantados alguns trabalhos que abordam esta temática, além dos estudos de Brofman (2014) e Mendonça (2017) já citados no capítulo II.

WAGNER *et al* (2009) desenvolveram um trabalho no qual descreveram a instalação de uma central de cogeração para um hotel em São Francisco, nos Estados Unidos. O sistema é composto por quatro microturbinas e um chiller de absorção de duplo efeito alimentado pelos gases de exaustão da turbina. Este chiller pode fornecer água quente ou gelada, de acordo com a necessidade térmica da instalação. O sistema instalado fornece 227 kW de energia elétrica e uma carga de climatização de 142 TR. A cogeração foi implantada e analisada durante um ano. Neste período, foi verificada que a eficiência do sistema é 53,7%. Estima-se que a economia de energia proporcionada por este sistema foi de US\$ 74000. Os autores ainda afirmam que o sistema pode ser otimizado para gerar mais economia e atender melhor à instalação.

NARASIMHAN *et al.* (2014) realizaram o design de uma central de trigerção para um hotel na Índia. O máximo de demanda de energia elétrica e de energia térmica para fins de aquecimento e de climatização foram analisados para dimensionar o sistema. Um grupo motogerador com um motor de combustão interna movido a diesel foi selecionado. O calor dos gases de exaustão, do sistema de lubrificação de óleo e da camisa do motor foi direcionado para um recuperador e assim, aquecer um vapor a baixa pressão. Este vapor seria utilizado em um chiller de absorção e em um trocador de calor para água quente.

SHELAR E KULKARNI (2016) propuseram dois tipos de sistemas de trigerção para um hotel, também na Índia. Ambos os sistemas incluem um motor a diesel e um recuperador de calor dos gases de exaustão e da água de arrefecimento da camisa do motor para a alimentação de um chiller de absorção. Porém, um sistema possui aquecedor de água

auxiliar para suprir toda a demanda do chiller e o outro possui um chiller a compressão. Ao analisar termicamente estes dois sistemas, os autores verificaram que a trigerção com o chiller de compressão era mais eficiente.

ERMEL *et al* (2017) elaboraram um modelo numérico-computacional para a análise técnica, econômica e ambiental de um sistema de cogeração para um hotel de pequeno porte. Realizou-se a coleta de dados em um hotel e um sistema com um grupogerador movido a diesel foi proposto. O rejeito térmico deste motor seria aproveitado para o aquecimento de água. Este sistema foi proposto para as necessidades energéticas da instalação atual e de uma instalação ampliada. Os autores concluíram que a central de cogeração proposta só seria viável economicamente para a instalação ampliada do hotel, visto que esta teria maior consumo de energia elétrica.

MASSAGUÉS *et al* (2005) analisaram a viabilidade técnica e econômica de um sistema de trigerção para um hotel na Espanha equipado com microturbina a gás natural, sendo o rejeito térmico utilizado para fornecer calor a um chiller de absorção e a uma bomba de calor. Foram avaliadas três opções, com uma com duas ou com três turbinas. Os autores verificaram que para o caso do hotel, duas turbinas seriam necessárias e funcionariam de forma mais eficiente para atender às demandas térmicas e elétricas da edificação.

3.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Esse tipo de sistema é bastante utilizado em centrais de cogeração ou de trigerção. O seu funcionamento apresenta um princípio de funcionamento distinto dos de compressão a vapor. Em um Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA), não há compressor. A elevação de pressão e temperatura do fluido refrigerante ocorre devido a um dispositivo térmico composto por um gerador de vapor, absorvedor, bomba, trocador de calor intermediário e uma válvula de expansão (LEITE, 2016). Estes sistemas consomem pouca energia elétrica, apenas a utilizada na bomba, tendo em vista que o efeito de frio é alcançado com energia térmica.

A primeira máquina de refrigeração por absorção comercializada foi projetada por Edmond Carré em 1850, baseada nos estudos de John Leslie. Quando, em 1880, Carl Von Linde desenvolveu a máquina de compressão a vapor, a de absorção perdeu espaço, visto que estas outras eram mais simples e menos custosas. Apesar disso, pesquisas em busca de

novos fluidos de trabalhos para SRA continuaram. Já na primeira metade do século XX, o SRA era utilizado como solução quando ocorria o aumento do custo da energia elétrica ou quando esta era de difícil acesso. No entanto, os esforços para melhorar esta tecnologia continuaram. (SANTOS, 2005a).

No fim do século XX, os mesmos fatores que impulsionaram os sistemas de cogeração, dentre os quais a Crise do Petróleo em 1973 e, mais adiante, a preocupação com o meio ambiente e com a escassez de recursos naturais, estimularam também o uso desta tecnologia nas esferas comercial e industrial.

Funcionamento do ciclo de absorção

A figura 3.17 apresenta um ciclo de absorção com o par água-brometo de lítio (LiBr). Este sistema é caracterizado por reações químicas de absorção e dessorção que ocorrem entre um par de substâncias que compõem uma solução, sendo uma o refrigerante e outra o absorvente. Os pares mais comuns são amônia-água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) e água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$). Neste último, a água é o refrigerante e o absorvente é a solução de água e LiBr. Já no ciclo com amônia, esta é o refrigerante, e a solução com água é o absorvente. Como neste trabalho, o ciclo de absorção em estudo será com $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ é o funcionamento deste ciclo que será discutido.

Um ciclo de refrigeração por absorção é composto pelos seguintes componentes: evaporador, condensador, válvulas de expansão, gerador, absorvedor, bomba e trocador de calor intermediário. O ciclo funciona da seguinte maneira: uma solução de água-brometo de lítio (absorvente) fraca em LiBr é bombeada para um trocador de calor, onde é aquecida para ser encaminhada ao gerador de vapor com uma temperatura mais alta.

No gerador de vapor, uma fonte externa fornece calor para a solução e ocorre a dessorção, ou seja, parte da água é vaporizada e se dissocia do LiBr. A solução, agora forte em LiBr, volta para o trocador de calor, depois tem sua pressão reduzida pela válvula de expansão e vai para o absorvedor (PATEL *et al*, 2016).

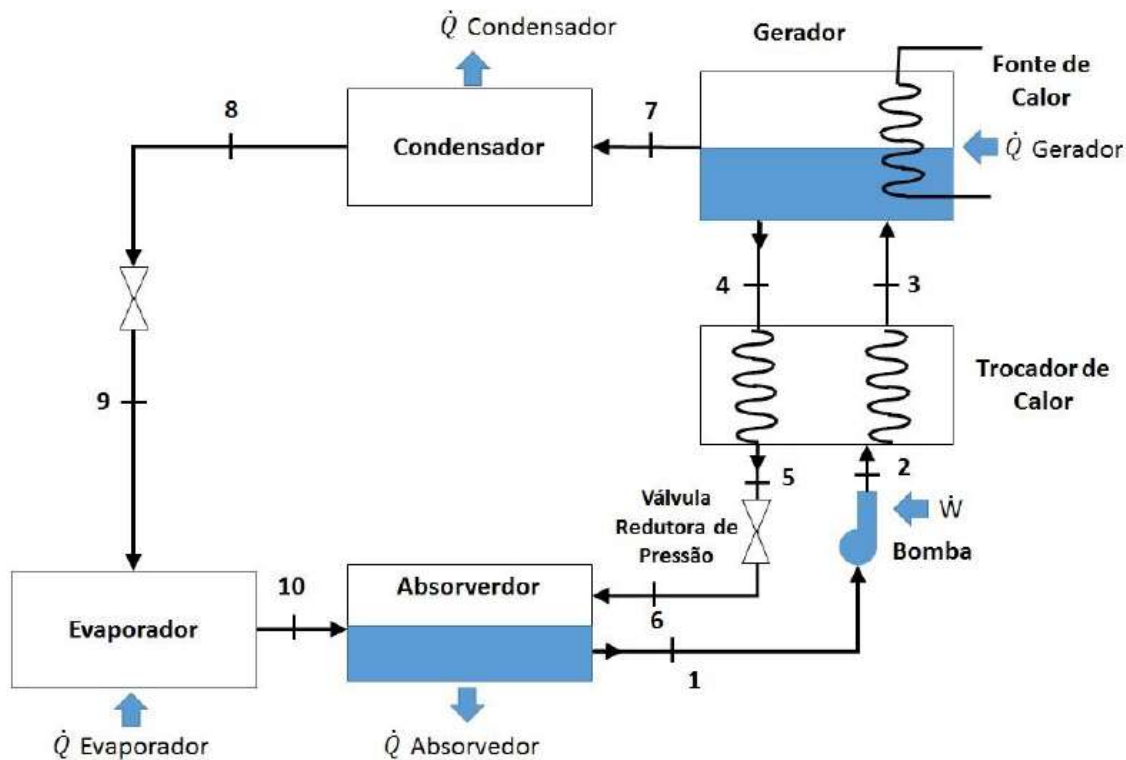


Figura 3.17 - Sistema de refrigeração por absorção (LEITE, 2016).

No absorvedor, a solução forte em LiBr encontra-se com o vapor água (refrigerante). Ocorre então uma reação química exotérmica na qual a solução de H_2O -LiBr absorve o vapor água, diluindo então a solução, tornando-a fraca em LiBr. Paralelamente, o vapor água que foi dissociado no gerador, a alta pressão e temperatura, vai para o condensador, onde rejeita calor para que o vapor se transforme em líquido. A água líquida é então expandida pela válvula e direcionada para o evaporador. Neste último componente, a água recebe calor do ambiente, transformando o líquido em vapor e, realizando assim, o efeito frigorífico. O vapor água então é encaminhado para o absorvedor, concluindo o ciclo.

O gerador, o condensador, o evaporador e o absorvedor realizam troca de calor com elementos externos a este ciclo apresentado (Figura 3.17). O gerador necessita do fornecimento de calor de alguma fonte. Esta fonte pode ser a queima indireta ou direta de combustíveis.

Diz-se que um gerador é acionado por queima direta quando o próprio SRA possui um queimador que promove a combustão de algum combustível e os gases quentes diretamente aquecem a solução de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$.

Quando o acionamento é por queima indireta, a queima ocorre fora do equipamento de absorção. Dessa forma, os gases de exaustão, produtos da combustão, podem fornecer calor ao sistema de três formas: sendo encaminhados para uma caldeira para a geração de vapor e este vapor ser a fonte de calor do gerador, ou ainda, para um trocador de calor, onde ocorre o aquecimento de água por estes gases para esta ser a fonte de calor, ou por fim, os próprios gases de exaustão serem direcionados para o gerador e aquecerem a solução (MARTINELLI JÚNIOR, 2008).

Em contrapartida, se o fornecimento de calor de um gerador for a vapor ou a água quente, a fonte pode ser outra que não seja a queima de um combustível, como a energia solar ou o rejeito de algum processo (CRUZ, 2015).

Já o condensador e o absorvedor necessitam rejeitar calor para alguma fonte fria. Em sistemas que utilizam o par água-brometo de lítio, esta fonte é água arrefecida por uma torre de resfriamento. Na maioria dos equipamentos de absorção, a água de arrefecimento, sai da torre e primeiramente troca calor com o absorvedor, recebendo a energia da reação exotérmica, e depois, a água é encaminhada para o condensador, para receber o calor proveniente da transformação de vapor em líquido.

Em chillers de absorção, o evaporador, componente responsável pelo efeito frigorígeno do sistema, absorve o calor da água gelada. Esta água, denominada assim por estar a baixas temperaturas, é direcionada para fancoils, equipamentos nos quais a água gelada troca calor com o ar ambiente. Os chillers de absorção são compostos pelos componentes da figura 3.18 e funcionam associados com as torres de resfriamento e com os fancoils.

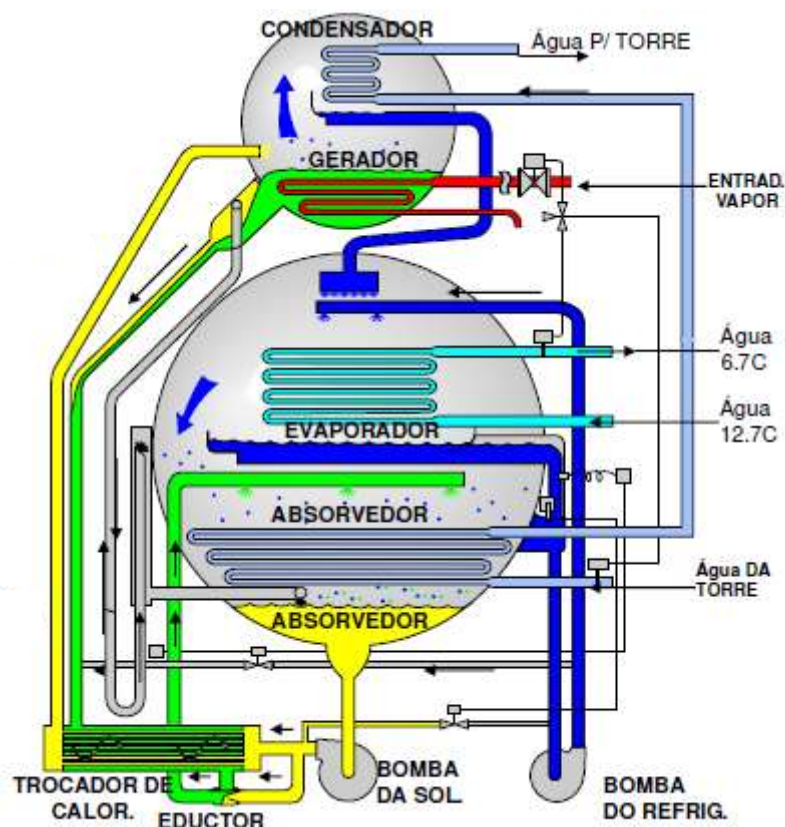


Figura 3.18 – Chiller de absorção de simples efeito (JOHNSON CONTROLS, 2016).

O chiller de absorção da figura 3.18 é de simples efeito. Este sistema é caracterizado por apenas um estágio de aquecimento do fluido de trabalho, ou seja, possui somente um gerador de vapor. O COP (Coeficiente de Desempenho) é um parâmetro que quantifica a eficiência do sistema, relacionando a energia que se deseja obter com a consumida para realizar o objetivo. O COP de um sistema de absorção de simples efeito é dado pela equação 3.1. Para o ciclo de simples efeito, o valor do COP está entre 0,6 e 0,7 (BERECHE, 2007).

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{ger}} \quad 3.1$$

Com a finalidade de melhorar a eficiência do sistema, desenvolveram-se chillers de absorção de duplo efeito, os quais possuem dois estágios para o aquecimento do fluido de trabalho, ou seja, dois geradores, um denominado de baixa pressão e um de alta pressão. O calor é fornecido a uma temperatura maior do que nos sistemas de simples efeito, isso

possibilita maior aproveitamento da energia, proporcionando ao sistema um COP superior, na faixa de 1,1 a 1,3.

Os ciclos de absorção de duplo efeito podem ser configurados de duas formas: em série ou em paralelo. Os sistemas em série (Figura 3.19) operam da seguinte forma: após a absorção do vapor de fluido refrigerante vindo do evaporador no absorvedor, a solução fraca em LiBr é bombeada e passa não apenas em um, mas em dois trocadores de calor intermediários antes de chegar ao gerador de vapor de alta pressão.

Neste equipamento, ocorre a dessorção por meio do fornecimento de calor da fonte quente e o vapor vai para o próximo componente do ciclo e a solução forte em LiBr retorna para o trocador de calor intermediário. Antes de ir para o próximo trocador de calor, a solução é encaminhada para uma válvula de expansão e, em seguida, para o gerador de vapor de baixa pressão, onde transcorre outra dessorção, porém, o fornecimento de calor é realizado pelo vapor d'água que saiu do gerador de alta pressão.

Há novamente formação de vapor d'água e de uma solução com concentração ainda mais alta de LiBr. Verifica-se que este ciclo de absorção de duplo efeito opera com três níveis de concentração e não apenas com dois, como no ciclo simples. Após sair do gerador de baixa pressão, a solução mais concentrada, vai para o trocador de calor intermediário e novamente tem sua pressão reduzida por outra válvula antes de voltar para o absorvedor. Nota-se que o sistema também funciona com três pressões de trabalho.

Já o vapor d'água produzido no gerador de baixa pressão mistura-se com o vapor produzido no gerador de alta pressão no condensador, onde ocorre a rejeição de calor para o sistema de arrefecimento e a consequente transformação de vapor em líquido. A água líquida então passa por uma válvula de expansão e depois é direcionada para o evaporador.

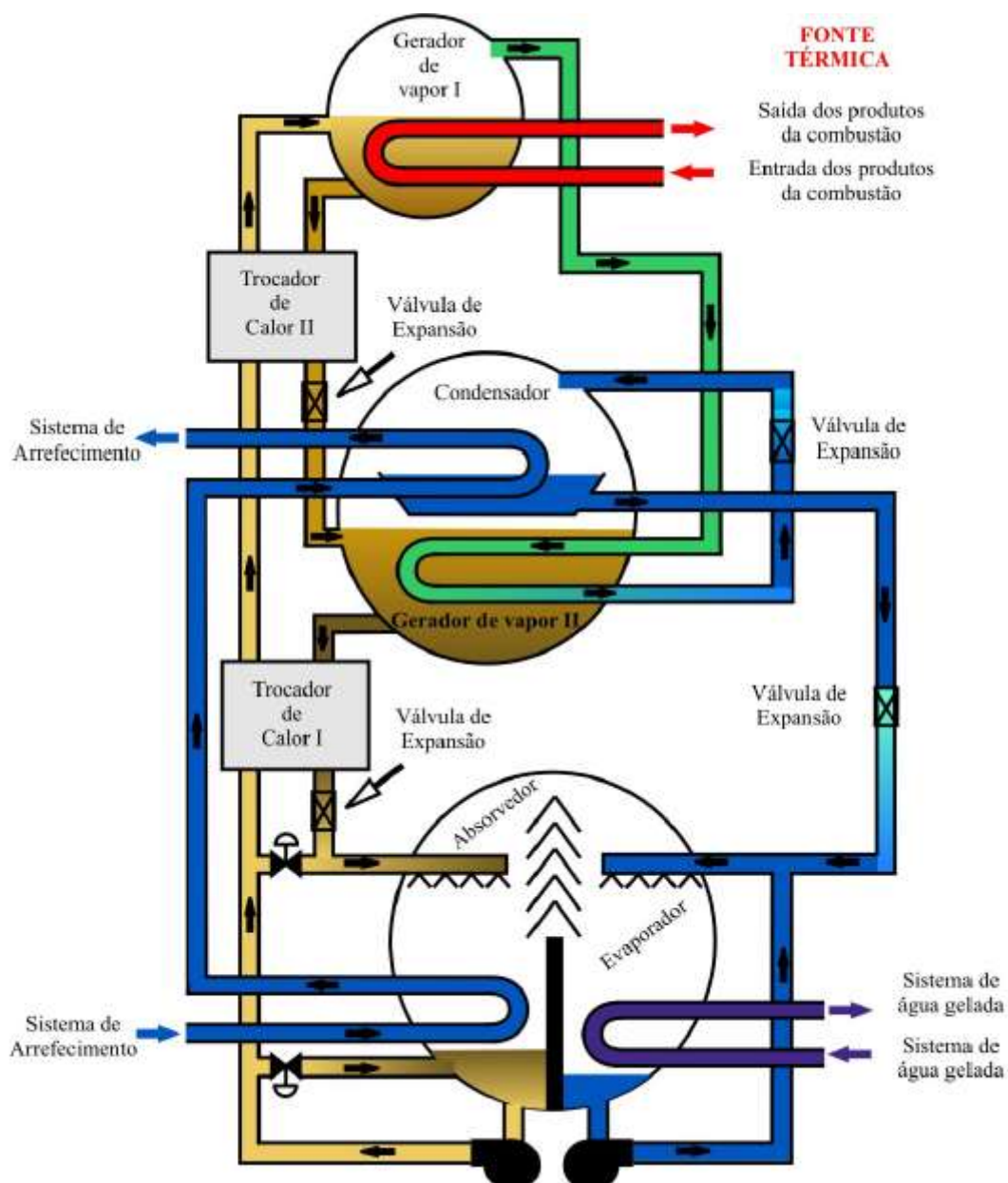


Figura 3.19 - Chiller de absorção de duplo efeito em série (SANTOS, 2005b).

Os chillers de absorção de duplo efeito em paralelo (Figura 3.20) funcionam de maneira similar, mas apresentam algumas diferenças: a solução de baixa concentração em LiBr é bombeada tanto para o gerador de alta pressão quanto pro de baixa pressão. Dessa forma, a solução que sai dos dois geradores está ao mesmo nível de concentração, de modo que o ciclo de absorção de duplo efeito em paralelo só trabalha com dois níveis de concentração. A solução que sai do absorvedor, é bombeada e vai para o trocador de calor

intermediário é direcionada primeiro para o gerador de vapor de baixa pressão, antes de seguir para o próximo trocador de calor intermediário. Estes sistemas são mais complexos do que os em série e por conta disso, são menos utilizados.

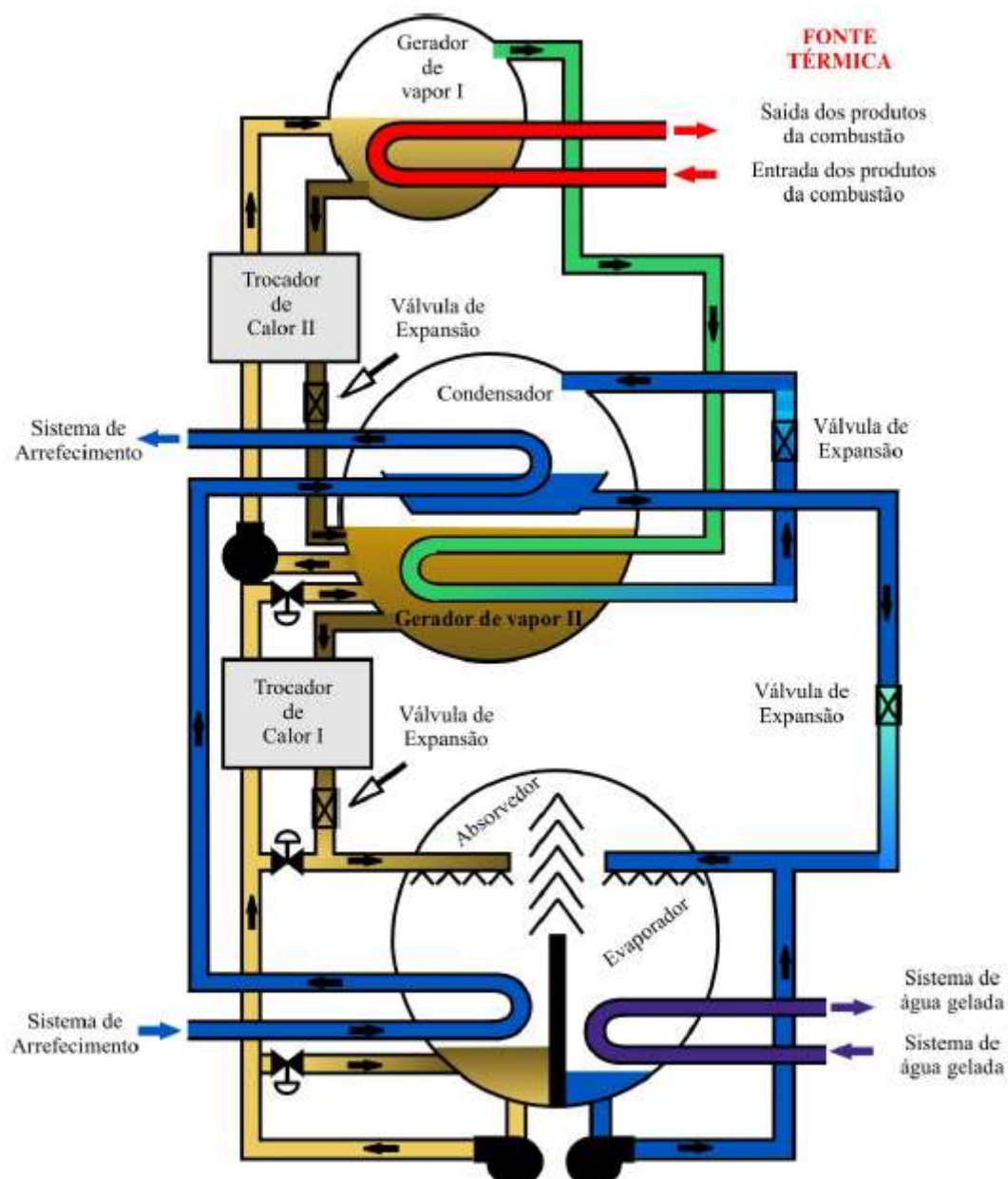


Figura 3.20 - Chiller de absorção de duplo efeito em paralelo (Santos, 2005b).

Muitas marcas produzem chillers de absorção, dentre as quais: York, Johnson, Thermax e Broad. Este tipo de equipamento possui um custo de instalação maior do que os chillers de compressão, no entanto, promove uma grande economia de energia elétrica, visto que a compressão do fluido é realizada apenas com o fornecimento de calor. Ademais, os fluidos refrigerantes de um SRA não agride a camada de ozônio e nem contribui para o agravamento do efeito estufa como os fluidos de trabalho dos sistemas a compressão (SENÇAN *et al*, 2005).

3.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA

Para avaliar qualquer sistema térmico, o balanço de massa e de energia dos componentes é sempre o primeiro passo. A Primeira Lei da Termodinâmica, também denominada de Princípio da Conservação de Energia, é a lei basilar para o estudo das interações de energia. Esta lei enuncia que: “energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma” (ÇENGEL E BOLES, 2013).

É a partir das consequências desta afirmação que a propriedade energia total é definida. Para sistemas fechados, nos quais não há transferência de massa entre as fronteiras, mas apenas de energia, o balanço energético pode ser expresso da seguinte maneira:

$$E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema} \quad (3.2)$$

A variação de energia total de um sistema compreende as parcelas de variação de energia potencial, cinética e interna. Como em termodinâmica, os sistemas são considerados estacionários, as parcelas de energia potencial e cinética são consideradas desprezíveis. Quando em um sistema as transformações são realizadas por meio de calor e de trabalho, a variação de energia interna (ΔU) obedece a seguinte equação:

$$\Delta U = Q - W \quad (3.3)$$

Sendo Q a quantidade de calor líquida transferida e W a quantidade de trabalho, ambos em Joule.

Para volumes de controle, sistemas abertos nos quais ocorre a transferência de massa e de energia, a primeira lei da termodinâmica é representada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3.4)$$

Sendo \dot{Q} , a taxa de calor transferida para dentro ou para fora do volume de controle em Watts, \dot{W} , a taxa de trabalho transferida para dentro ou para fora do volume de controle em Watts, \dot{m} a vazão mássica que atravessa a fronteira do volume de controle, entrando ou saindo, expressa em kg/s, h a entalpia específica em kJ/kg, v a velocidade em m/s, g a gravidade em m/s² e z o desnível, em metros. Na maioria dos casos, despreza-se a energia cinética e potencial. De modo que a equação assume a forma:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m} h = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} h \quad (3.5)$$

Além da conservação da energia, em uma análise termodinâmica de um volume de controle se realiza a conservação da massa (Eq.3.6). A massa que entra em um volume de controle equivale à massa que sai.

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sai} \dot{m} \quad (3.6)$$

As equações 3.5 e 3.6 são a base para a análise energética de um sistema térmico. Ambas devem ser aplicadas em cada volume de controle de um sistema em estudo. A primeira lei da termodinâmica possui um cunho quantitativo, isto é, ela é utilizada para quantificar os fluxos de massa e de energia que entram e saem de um volume de controle.

No entanto, para avaliar a energia de modo qualitativo, ou seja, para averiguar a qualidade da transferência de energia, é necessário o estudo da Segunda Lei.

A Segunda Lei da Termodinâmica avalia a eficiência de um sistema térmico. Esta lei é resumida basicamente em três enunciados: o de Clausius, o de Kelvin-Planck e o da Entropia (MORAN *et al*, 2016). O primeiro afirma que “É impossível para qualquer sistema operar de tal maneira que o único resultado seja a transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente.” Este enunciado garante que quando ocorre a transferência de calor de um corpo mais frio para um mais quente, deverão ocorrer outros efeitos além deste no sistema.

Kelvin-Planck assegura que:

“É impossível para qualquer sistema operar em um ciclo termodinâmico e fornecer uma quantidade líquida de trabalho para a sua vizinhança enquanto recebe energia por transferência de calor de um único reservatório térmico”

Este enunciado esclarece que em uma máquina térmica que opere segundo um ciclo termodinâmico, o calor recebido não pode ser totalmente convertido em trabalho, ou seja, nenhuma máquina térmica pode ter eficiência de 100%.

Por fim, o enunciado da entropia da segunda lei aponta que “É impossível para qualquer sistema operar de uma maneira que a entropia seja destruída.” Essa afirmação determina que, em um sistema, no qual é feito o balanço de entropia que entra e que sai, a entropia é gerada. Isso indica que todo processo termodinâmico ocorre em um sentido, no sentido da produção de entropia. A entropia é gerada por conta das irreversibilidades dos processos. A equação 3.7 expressa o balanço de entropia para um volume de controle:

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS}{dt} + \sum \dot{m}_{sai} s_{sai} - \frac{Q}{T} - \sum \dot{m}_{ent} s_{ent} \quad (3.7)$$

Além do balanço de energia e entropia, para melhor avaliar um sistema, tem-se o balanço de exergia. A exergia é uma propriedade que define a quantidade máxima de trabalho que pode ser produzida por um sistema até que este alcance um equilíbrio com um estado de referência (MORAN *et al*, 2016). Este estado, também denominado de estado morto, é estabelecido de acordo com condições padrões de acordo com o ambiente no qual

o sistema está inserido. A exergia pode ser dividida em parcelas, dentre as quais a física, química, potencial e cinética. Neste trabalho, serão abordadas a exergia física e a química. A parcela de exergia física é dada pela equação 3.8:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.8)$$

Sendo h_0 e s_0 a entalpia e a entropia do estado de referência. Para os pontos do sistema que possuem apenas água, esses valores são calculados baseados no estado padrão de temperatura de 25°C e pressão de 101,35 kPa. Para a solução de água-brometo de lítio, o estado padrão é definido com base na temperatura padrão de 0°C e na concentração de LiBr de 50% (BERECHE, 2007).

A exergia química pode ser definida como o trabalho máximo teórico que poderia ser desenvolvido em um volume de controle no qual uma substância é inserida a um determinado estado padrão e reage completamente com o ambiente para produzir outros componentes (KOTAS, 1995). A exergia química é calculada para uma mistura (Eq.3.9) e para um combustível (Equação 3.10).

$$Ex_{ch} = \dot{n} \left(\sum_i y_i * \bar{ex}_i^{ch,0} + \bar{R} * T_0 * \sum_i y_i * \ln y_i \right) \quad (3.9)$$

Sendo $\bar{ex}_i^{ch,0}$ a exergia padrão das espécies, \dot{n} a quantidade de mols por segundo, y_i a fração molar da substância, \bar{R} a constante universal dos gases e T_0 a temperatura padrão em kelvin.

Para um combustível qualquer, tem-se:

$$Ex_{ch} = \beta * PCI \quad (3.10)$$

Sendo:

$$\beta = 1,401 + 0,1728 * \frac{y_H}{y_C} \quad (3.11)$$

O cálculo das exergias físicas e químicas é realizado para cada ponto do sistema e é a base para a análise exergética. O detalhamento deste cálculo e da análise será feito no capítulo 4.

3.4 EXERGEOECONOMIA

A análise exergoeconômica associa a análise exergética decorrente da segunda lei com a avaliação econômica de um sistema térmico para que a eficiência deste seja estudada e otimizada. Um balanço de custo exergético é realizado para cada componente do sistema. Este custo é relacionado ao fluxo de exergia que entra ou sai de um volume de controle (TSATSARONIS *et al.*, 1993).

Keenan, em 1932, foi o pioneiro a combinar custo e exergia. Em um sistema de cogeração, ele demonstrou que os custos da eletricidade e do vapor d'água produzidos estavam na sua disponibilidade e não na sua energia. A partir da década de 50, diversos estudos em diferentes partes do mundo foram realizados considerando a segunda lei e a exergia. No entanto, cada autor determinava sua própria metodologia de acordo com o sistema térmico em análise. Foi apenas a partir da década de 80 que os trabalhos foram sendo desenvolvidos de forma mais ampla (LOURENÇO, 2016).

Tsatsaronis, em 1983, foi o primeiro a utilizar o termo “exergoeconomia” para se referir à combinação da análise exergética com a análise econômica. Já o termo “termoeconomia” passou a ser empregado quando a análise termodinâmica fosse realizada em conjunto com uma análise econômica. Estas análises não necessitam ser combinadas em termoeconomia, por outro lado, na exergoeconomia elas são associadas por meio do conceito de custeio exergético (*exergy costing*).

Visando ao alcance de uma maior padronização das metodologias termoeconômicas, um grupo de pesquisadores, na década de 90, decidiu unir-se para comparar suas metodologias em um mesmo problema. Este foi denominado de Problema GCAM, nomeado assim por conta das iniciais dos estudiosos C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. von Sakovsky. O objeto de estudo proposto foi um sistema de

cogeração com uma turbina a gás regenerativa. Quatro metodologias foram aplicadas em vista da otimização deste sistema. Porém, os autores detiveram-se mais na parte matemática do que na termodinâmica (UFES, 2018).

Foi apenas na tese doutoral de Cerqueira (1999), que a comparação das principais metodologias foi de fato realizada. O autor concluiu que os diferentes métodos de análise termoeconômica fornecem resultados distintos para um mesmo sistema. No entanto, estes resultados podem ser equivalentes se a um equipamento for atribuída a mesma função e se as irreversibilidades externas, dentre as quais os resíduos térmicos e as exergias perdidas, forem avaliadas da mesma forma (LOURENÇO, 2016).

As metodologias termoeconômicas e exergoeconômicas vem sendo cada vez mais aplicadas em sistemas de cogeração e de trigeração, plantas de geração de eletricidade, como turbina a gás e a vapor, e sistemas com tecnologias emergentes como células a combustível para que uma maior eficiência seja adquirida com o menor custo possível. As principais metodologias utilizadas são: Análise funcional termoeconômica, Teoria do Custo Exergético, Análise Funcional de Engenharia, Método SPECO, Teoria Estrutural, Modelo H&S e Modelo UFS.

A análise funcional termoeconômica (AFT) foi proposta por Frangopoulos em 1994 e utiliza a desagregação da exergia em suas parcelas térmica mecânica, de forma a calcular os custos dos fluxos de acordo com um diagrama produtivo. Este diagrama é uma estrutura que demonstra de forma gráfica a finalidade dos fluxos (SANTOS, 2015).

A Teoria do Custo Exergético (TCE) sugerida por Valero e Lozano em 1993 foi desenvolvida para a alocação de custos em sistemas térmicos. A modelagem é realizada com base na exergia total dos fluxos físicos e define uma estrutura produtiva em forma de tabelas da planta a ser analisada. Nesta tabela, os insumos e os produtos são claramente determinados (SANTOS, 2015). O produto é a quantidade exergética que o componente analisado produz, já o insumo é aquilo que é consumido. Outro parâmetro importante característico desta metodologia é o custo exergético unitário, que é “a quantidade de recursos exergéticos externos de um sistema ou subsistema para se obter uma unidade exergética de um determinado recurso interno ou produto” (LOURENÇO, 2016).

A Análise Funcional de Engenharia (AFE) foi proposta por von Spakovsky em 1994 e tem como conceito fundamental a neguentropia, uma propriedade que é uma negação

da entropia, que significa a redução da entropia do fluido de trabalho. A estrutura produtiva então é calculada com base na associação da neguentropia com os fluxos de exergia (SANTOS, 2015).

A Teoria Estrutural foi concebida para combinar algumas metodologias convencionais, dentre as quais a AFT e a TCE, tanto na alocação de custos quanto na otimização. Esta teoria define novos conceitos, como o “consumo unitário de exergia” que significa “a razão entre a fração do insumo de uma unidade i oriunda de uma unidade j e o produto da unidade i ” (LOURENÇO, 2016); e “equação característica”, que representa a relação entre as unidades a partir do conceito anterior.

O Modelo H&S (SANTOS, 2009) foi determinado para solucionar o problema da alocação de custos em sistemas de conversão de energia, dentre os quais as centrais termelétricas com ciclo combinado, dando ênfase nos componentes dissipativos, como o condensador dos sistemas, e também os resíduos, como os gases de exaustão de uma caldeira de recuperação. A metodologia considera a desagregação da exergia física em termos entálpico e entrópico (LOURENÇO, 2016). Este método é utilizado como uma alternativa ao uso da neguentropia, para evitar inconsistências e inaplicabilidade deste conceito combinado com a exergia (SANTOS, 2015).

O modelo UFS definido por Lourenço (2012) é considerado como uma extensão do modelo H&S. A principal modificação incorporada nesta metodologia é o tratamento dos dispositivos de expansão de sistemas de compressão a vapor. A expansão ocorrida em uma válvula é considerada isoentálpica. No modelo H&S, o insumo deste dispositivo é calculado segundo o termo entrópico e o produto não pode ser definido. No entanto, sabe-se que a entalpia pode ser determinada como a soma entre a energia interna e o trabalho de fluxo. Então, no modelo UFS, o termo entálpico pode ser calculado a partir dessas grandezas, definindo assim o fluxo produtivo em quatro parcelas: exergia química, energia interna, trabalho de fluxo e termo entrópico.

A metodologia SPECO (Specific Exergy Costing) foi proposta em 2006 por Lazaretto e Tsatsaronis para a alocação de custos em plantas térmicas e também para a otimização. Esta metodologia é bastante similar à TCE, no entanto, possui algumas diferenças substanciais, dentre as quais, a aplicação do conceito de insumo e de produto.

Este é o método abordado no sistema proposto neste trabalho. Por conta disso, será detalhado na próxima seção.

Estas metodologias são divididas em dois grupos: as estruturais e as exergoeconômicas. Estas primeiras afirmam que a otimização compõe a análise e participa da definição dos custos dentre as quais a AFT e AFE. Já as exergoeconômicas preocupam-se mais com a alocação dos custos de cada componente do sistema, dentre essas estão a TCE, a SPECO e a Teoria Estrutural (ROCHA, 2010).

3.4.1 SPECO

Esta metodologia necessita de uma definição apropriada de eficiência exergética e de custo para cada componente do sistema a ser analisado. Esta primeira é dada pela razão da exergia total do produto, o que é desejado e produzido, pela do insumo (ou combustível), o que é consumido. O custo associado é definido pelo balanço de custo e pelas equações auxiliares desenvolvidas para cada equipamento (LAZARETTO E TSATSARONIS, 2006).

Os autores definem esse método em quatro passos:

1) Identificação dos fluxos de exergia

Primeiramente, deve-se determinar se a exergia será analisada em seu valor total ou dividida em térmica, mecânica e química. Avaliando o fluxo de exergia separadamente, obtém uma maior precisão nos resultados. No entanto, nem sempre o esforço para realizar a análise desta forma resulta em conclusões profícuas, de tal modo que apenas em determinados componentes procede-se com a análise dessa maneira.

2) Definição de insumo e de produto

Lazaretto e Tsatsaronis (2006) afirmam que o produto é equivalente à soma de todos os fluxos de exergia que saem do componente, inclusive os gerados no componente, mais os aumentos de exergia entre a entrada e a saída do componente desde que estes estejam de acordo com o objetivo do equipamento.

Já o insumo é definido como todos os fluxos de exergia que entram no componente, incluindo os que estão sendo fornecidos ao componente, mais as reduções de exergia entre a entrada e a saída do equipamento, menos os aumentos de exergia que ocorrem entre a

entrada e a saída que não estão de acordo com a função do componente. É de fundamental importância a decisão de quais fluxos de exergia serão produtos e quais serão insumo, visto que toda a análise e o equacionamento é baseado nestas definições.

3) Equações de custo

O cerne desta análise exergoeconômica é a atribuição de custos aos fluxos exergéticos para que a eficiência de um sistema térmico seja avaliada não só termodinamicamente, mas também economicamente. Portanto, considerando que um componente possui fluxo de exergia que entra e que sai, fluxo de exergia associada à potência e à taxa de transferência de calor, tem-se as seguintes equações:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i \dot{m}_i \dot{e}_i \quad (3.12)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e \dot{m}_e \dot{e}_e \quad (3.13)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (3.14)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (3.15)$$

Sendo c_q, c_w, c_e, c_i os custos médios por unidade de exergia, $\dot{C}_q, \dot{C}_w, \dot{C}_i, \dot{C}_e$, os custos monetários associados ao fluxo de exergia e \dot{e}_i, \dot{e}_e as exergias específicas. Para determinar essas variáveis, é necessário um balanço de custo para cada componente, sendo este definido como a soma de todos os fluxos de saída igualados à soma de todos os fluxos de entrada mais os custos associados ao capital de investimento, operação e manutenção dos componentes (\dot{Z}). O balanço de custo para um componente qualquer k pode ser descrito na Eq. 3.16.

$$\sum_e (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (3.16)$$

4) Princípios F e P

Com apenas o balanço de custo, o sistema de equações montado para analisar exergoeconomicamente um volume de controle apresentará mais incógnitas do que equações, de modo que não é possível solucioná-lo. Devido a isso, existem as equações de custo auxiliares. Para isso, tem-se o princípio F e o P.

O princípio F é aplicado quando ocorre a redução de exergia de um fluxo exergético que foi considerado como insumo. Este princípio afirma que o custo por unidade de exergia associado à redução de exergia do fluxo de insumo é igual ao custo médio específico da remoção de exergia dos fluxos de entrada e de saída. O número de equações do princípio F é equivalente ao número de fluxos de saída considerados como insumo ($N_{e,F}$)

O princípio P é empregado ao fornecimento de exergia do fluxo. Este princípio afirma que cada exergia associada ao produto do componente possui o mesmo custo médio. O número de equações do princípio P é igual ao número de fluxos de saída considerados como produto menos 1 ($N_{e,P} - 1$). Com estas equações e com o balanço de custo, é possível determinar as incógnitas do sistema.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA

Neste capítulo, as características do resort em estudo serão apresentadas e o sistema de trigeração proposto será descrito. Além disso, será desenvolvida a modelagem matemática, incluindo a análise energética e exergética, a exergoeconômica e a econômica.

4.1 DESCRIÇÃO DO ESTUDO DE CASO – RESORT

O resort escolhido (Figura 4.1 e 4.2) possui 48 quartos, divididos em 4 blocos, cozinha, restaurante, fraldário e espaço infantil, auditório para realização de eventos, lavanderia e áreas administrativas. A edificação conta também com uma piscina e com um parque aquático para crianças, bem como sauna e uma área para massagens. Os meses nos quais o hotel possui maior lotação são julho e janeiro. Em feriados prolongados, o hotel também alcança 100% de ocupação.



Figura 4.1 – Carnaubinha Praia Resort em Luís Correia no litoral do Piauí.

Já em semanas que não possuem feriados, em geral, o hotel só possui boa parte dos quartos ocupados apenas a partir de sexta-feira. Os meses com a menor taxa de ocupação no ano de 2017 foram março e maio. A taxa de ocupação anual do resort neste mesmo ano foi de 40,13%. Pode-se acompanhar a taxa de ocupação mensal na figura 4.3.



Figura 4.2 – Vista aérea do Carnaubinha Praia Resort.

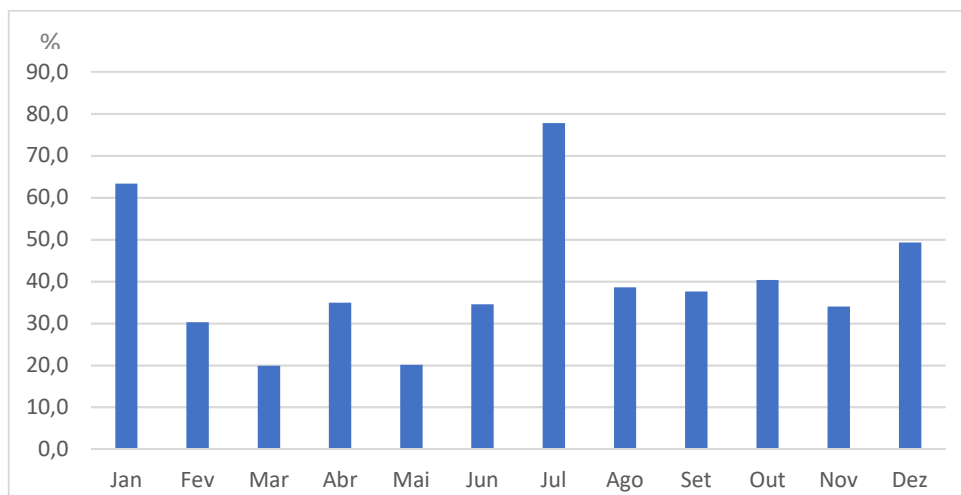


Figura 4.3 - Taxa de ocupação mensal do Carnaubinha Praia Resort em 2017.

A climatização de todo o resort é realizada por 70 splits de capacidade de 9000, 18000 e 22000 Btu/h, totalizando uma carga térmica de aproximadamente 288 kW. O resort necessita de energia térmica para aquecimento de água para uso em cozinhas e em banheiros,

vapor para sauna e lavanderia e aquecimento de água para a piscina. Atualmente, na cozinha, há equipamentos elétricos para aquecer a água. Um coletor solar com boiler está sendo instalado para suprir parte da necessidade e reduzir o consumo de eletricidade para este fim.

Para o aquecimento de água para banho, também foram instalados aquecedores solares equipados com uma resistência auxiliar. No entanto, quando o hotel está com alta taxa de ocupação, a água aquecida por energia solar não é suficiente, resultando em insatisfação dos hóspedes. Outro fator de descontentamento é a falta de aquecimento da piscina, havendo assim a necessidade de uma fonte para aquecer a água.

Em relação a demanda de energia elétrica, foram levantados os dados de consumo mensal no ano de 2017 (Figura 4.4). Os equipamentos elétricos que mais demandam energia são ar condicionados, frigobares, freezers para bebidas e para alimentos, sistema de iluminação e equipamentos de cozinha. O maior consumo no ano de 2017 foi 27327 kWh e o menor foi 13593 kWh. A edificação é tarifada como pertencente ao grupo A4, de alta tensão, até 13,8 kV, por consumo horo-sazonal azul a cada kWh consumido e por demanda contratada, isto é, o empreendimento contrata 100 kW de energia, se houver um consumo maior do que esse, uma multa é cobrada. A tarifa de energia elétrica é cobrada de modo diferente em horário de ponta (de 17 às 20 horas) e em horário fora de ponta (Eletrobrás- PI, 2017).

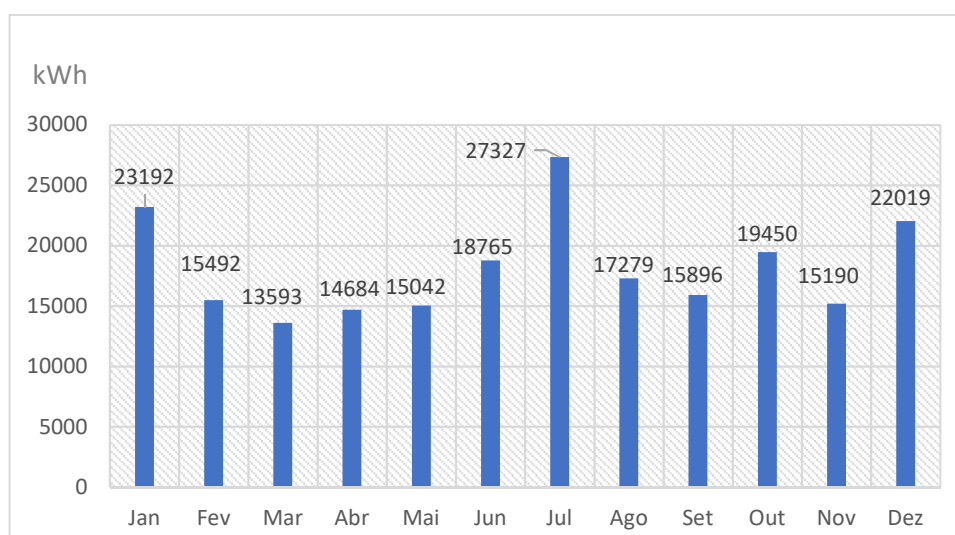


Figura 4.4 - Variação do consumo de eletricidade mensal do resort em estudo no ano de 2017.

O resort possui dois grupos geradores, sendo um reserva, compostos por motores a diesel e geradores de energia elétrica para suprir a demanda de eletricidade de todo o hotel.



Figura 4.5 – Grupo gerador a diesel instalado no resort.

Nessa região do Piauí, é constante a falta de energia, principalmente em períodos de férias nos quais a região está ocupada de turistas. Neste estudo, considerou-se apenas o gerador principal (Figura 4.5) como fonte de energia primária. As características deste equipamento estão na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Características do grupo gerador instalado no resort (STEMAC, 2018).

Dados do Grupo Gerador	
Fabricante	Stemac
Modelo	260058311
Motor	6.12 TCA MWM
Gerador	Cramaco
Tensão	380V
Frequência	60 Hz
Capacidade	260/240 kVA
Rotação nominal	1800 rpm
Fator de Potência	0,8

Como o resort já possui um motor de combustão interna a diesel instalado, este foi escolhido para ser a fonte primária de energia do sistema de trigeração, sendo a energia térmica dos gases de exaustão e da água de arrefecimento do motor utilizada no sistema de trigeração, para produzir frio e calor e a energia elétrica sendo produzida pelo gerador. Na Tabela 4.2, estão as principais características do motor.

Tabela 4.2 - Principais dados do motor MWM 6.12TCA (STEMAC, 2018).

Dados do Motor	
Consumo do combustível em stand-by power	59 L/h
Consumo do combustível em prime power	52 L/h
Consumo do combustível em base power	49 L/h
Vazão de ar para admissão	0,25 m ³ /s
Temperatura máxima dos gases de descarga	580 °C
Potência nominal	260 kVA

O regime de operação stand-by power ocorre quando o equipamento é utilizado apenas em situações de emergência, atendendo a cargas variáveis. No prime power, o motor trabalha em horário de ponta, também sujeito a cargas variáveis. Base power é o regime no qual o motor trabalha continuamente, atendendo a cargas constantes. A potência é variável para cada regime (Tabela 4.3).

Tabela 4.3 – Potência do motor de acordo com o regime de operação (STEMAC, 2018).

Potência do Motor		
Em stand-by power	260 kVA	208 kW
Em prime power	240 kVA	192 kW
Em base power	228 kVA	182 kW

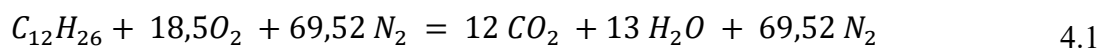
O regime escolhido foi o prime power, pois o sistema não funcionaria continuamente e atenderia a cargas variáveis. Os dados das Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 foram utilizados como parâmetros de entrada para o início da modelagem do sistema.

4.2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO MCI

O MCI em estudo é movido a diesel, considerado como dodecano ($C_{12}H_{26}$) e as seguintes considerações são adotadas:

- Os gases de exaustão e o ar de combustão são tratados como misturas de gases ideais;
- A combustão é considerada como completa;
- Os processos no volume de controle ocorrem em regime permanente;
- Os efeitos de energia cinética e potencial são desprezíveis.
- As perdas de carga são desprezadas.

Primeiramente, na modelagem de um MCI, deve-se realizar o balanceamento da equação química da combustão. O diesel é um combustível hidrocarbonado líquido. Para que a combustão tenha início, é necessário um comburente, que é o oxigênio, disponível no ar seco, o qual possui 21% de O_2 e 79% de N_2 . Dessa forma, a razão molar do nitrogênio em relação ao oxigênio é 3,76 (0,79/0,21). Isso significa que a cada mol de oxigênio, há 3,76 moles de nitrogênio. O nitrogênio, presente no ar, não participa da reação química, pois é considerado como inerte (MARQUES, 2005). A equação química da combustão completa do diesel com a quantidade de ar teórico é dada pela Equação 4.1.



A quantidade de ar teórico é o mínimo de ar que fornece oxigênio suficiente para a combustão completa do carbono e do hidrogênio. Um sistema pode operar com excesso de ar teórico ou com deficiência. Quando a quantidade de ar é 120% de ar teórico, afirma-se que há 20% de excesso de ar. Quando há 60% de ar teórico, trata-se de 40% de deficiência de ar.

A taxa de equivalência é a razão de ar-combustível real em relação à razão de ar-combustível com a quantidade de ar teórico. A razão ar combustível é a razão entre a quantidade de ar e a quantidade de combustível em uma reação. Esta relação pode ser escrita em base molar (Equação 4.2) ou em base mássica (Equação 4.3).

$$\overline{AF} = \frac{\text{mols de ar}}{\text{mols de combustível}} \quad (4.2)$$

$$AF = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} \quad (4.3)$$

$$AF = \overline{AF}(M_{ar}/M_{comb}) \quad (4.4)$$

Sendo a Equação 4.4, a relação entre a razão ar combustível em base mássica e em base molar. M_{ar} e M_{comb} são a massa molecular do ar e do combustível, respectivamente. A massa de uma mistura de gases ideais pode ser calculada conforme a equação 4.5, na qual y é a fração molar de um composto e M a sua massa molecular.

$$m_{mist} = \sum_k y_k M_k \quad 4.5$$

A entalpia de um gás ideal em kJ/kg é calculada pela equação 4.6. Já a entalpia em kJ/kmol é determinada pela equação 4.7. A entalpia de uma mistura de gases ideais é definida pela equação 4.8.

$$h_k = h_k(T) - h_k(T_0) \quad (4.6)$$

$$\overline{h}_k = (h_k(T) - h_k(T_0)) * M_k \quad (4.7)$$

$$h_{mist} = \frac{\sum_k y_k \overline{h}_k}{m_{mist}} \quad (4.8)$$

O calor específico a pressão constante (c_p) de uma mistura de gases ideais é determinado pela equação 4.9, em que x_i é a fração mássica do componente.

$$c_{p,mist} = \sum_i x_i c_{p,i} \quad (4.9)$$

Antes de realizar o cálculo da energia disponível da combustão, outros parâmetros devem ser determinados, dentre os quais a potência de eixo do motor (Equação 4.10) e a potência indicada, sendo esta a potência transmitida pela combustão (Equação 4.11).

$$\eta_{elétrico} = \frac{P_{ef}}{P_{eixo}} \quad (4.10)$$

$$\eta_{motor} = \frac{P_{eixo}}{P_{indicada}} \quad (4.11)$$

Considerando o rendimento elétrico ($\eta_{elétrico}$) como 0,9 e o rendimento do motor (η_{motor}) como 0,33. P_{ef} é a potência efetiva do grupo gerador dada pelo fabricante, conforme a tabela 4.3. A eficiência da combustão, equação 4.12, é definida pela razão entre a potência indicada e a potência calorífica total do combustível (\dot{Q}_c), dada pela equação 4.13.

$$\eta_{comb} = \frac{P_{indicada}}{\dot{Q}_c} \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{comb} * PCI \quad (4.13)$$

O PCI (Poder Calorífico Inferior) do combustível é obtido quando a água presente na combustão evapora. O PCS (Poder Calorífico Superior) é definido quando a água presente na combustão condensa. O poder calorífico em si equivale ao módulo da entalpia de combustão.

Uma parcela da potência total do combustível é transformada em trabalho útil (\dot{W}_e), uma parte é perdida para o arrefecimento do motor (\dot{Q}_{aa}), outra está contida nos gases de exaustão (\dot{Q}_{ge}) e ainda a última parcela é dissipada por convecção e radiação (\dot{Q}_{diss}), conforme equação 4.14.

$$\dot{Q}_c = \dot{W}_e + \dot{Q}_{aa} + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{diss} \quad (4.14)$$

Segundo Martins (2006), a porcentagem destas parcelas pode ser dividida da seguinte forma:

- $\dot{W}_e = 25 \text{ a } 35\%$
- $\dot{Q}_{aa} = 20 \text{ a } 35\%$
- $\dot{Q}_{ge} = 25 \text{ a } 45\%$
- $\dot{Q}_{diss} = 2 \text{ a } 6\%$

O calor disponibilizado pelos gases de exaustão pode ser determinado pela equação 4.15.

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_{ge} * C_{p,mist} * (T_{gases,ent} - T_{gases,sai}) \quad (4.15)$$

O calor rejeitado para a água de arrefecimento é considerado como 30% da potência total do combustível e pode ser definido pela equação 4.16.

$$\dot{Q}_{aa} = \dot{m}_{ag} * C_{p,ag} * (T_{ag,ent} - T_{ag,sai}) \quad (4.16)$$

4.3 DESCRIÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DE TRIGERAÇÃO PROPOSTA

Para o melhor aproveitamento de energia do motor, decidiu-se utilizar tanto a energia dos gases de exaustão quanto da água de arrefecimento. O calor dos gases foi empregado para acionar um chiller de absorção de duplo efeito e o da água de arrefecimento para um de simples efeito. Para determinar a carga térmica atendida pelo sistema, o COP é

estabelecido como parâmetro de entrada (equações 4.17 e 4.18). Os valores adotados (Tabela 4.4) foram especificados com base no catálogo da Thermax (2018).

$$COP_{duplo} = \frac{\dot{Q}_{evap,duplo}}{\dot{Q}_{ge}} \quad (4.17)$$

$$COP_{simples} = \frac{\dot{Q}_{evap,simples}}{\dot{Q}_{aa}} \quad (4.18)$$

Tabela 4.4 – Valores de COP adotados como dados de entrada para análise energética.

COP	Valor
Chiller de absorção de duplo efeito	1,3
Chiller de absorção de simples efeito	0,7

Sendo a carga térmica total dada pela equação 4.19.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{aa} \quad (4.19)$$

Como os gases de exaustão e a água de arrefecimento ainda estão a temperaturas relativamente altas aos sair dos chillers, ambos podem ser aproveitados para o aquecimento de água. Desta forma, o sistema de trigeriação foi proposto de acordo com o esquema da figura 4.6. Na tabela 4.5, pode-se observar o significado das cores das linhas da figura 4.6.

Os dois trocadores de calor para aquecimento de água produzem água quente a níveis de temperatura diferentes. O de nível mais alto atenderia as necessidades da cozinha do resort e o de nível mais baixo as dos banheiros.

O chiller de simples efeito é acionado pela água de arrefecimento do motor de combustão interna. Com o objetivo de aumentar a quantidade de calor fornecida para o chiller, foi adicionado um trocador de calor intermediário para que os gases de exaustão

cedessem calor à água de arrefecimento e a água de recirculação, admitida para aumentar a vazão mássica do fluido de trabalho.

A fonte de calor do chiller de duplo efeito em série são os gases de exaustão do MCI. O sistema foi dividido em três volumes de controle para possibilitar uma análise mais cuidadosa dos pontos. A simulação computacional energética e exergética destes três volumes de controle foi desenvolvida separadamente para a melhor compreensão do código desenvolvido no EES. Já a análise exergoeconômica foi realizada em apenas um programa contendo os três volumes de controle. No entanto, a modelagem energética, exergética e exergoeconômica serão apresentadas para cada um destes volumes de controle de forma independente para favorecer o entendimento.

Tabela 4.5 – Legenda das cores das linhas referentes à figura 4.6

Cor da linha	Legenda
Azul escuro	Água de arrefecimento
Azul claro	Água como refrigerante no sistema de absorção
Roxo	Solução água-brometo de lítio
Vermelho	Gases de exaustão
Vermelho claro	Água quente

4.4.1 Volume de Controle A – Sistema de Trigeração

Este volume de controle (Figura 4.7) é constituído pelo motor de combustão interna, pelos dois trocadores de calor para aquecimento de água, pelo trocador de calor intermediário e pelos chillers de absorção, os quais consideram-se apenas os fluxos de entrada e de saída, sendo analisados detalhadamente nos outros ciclos.

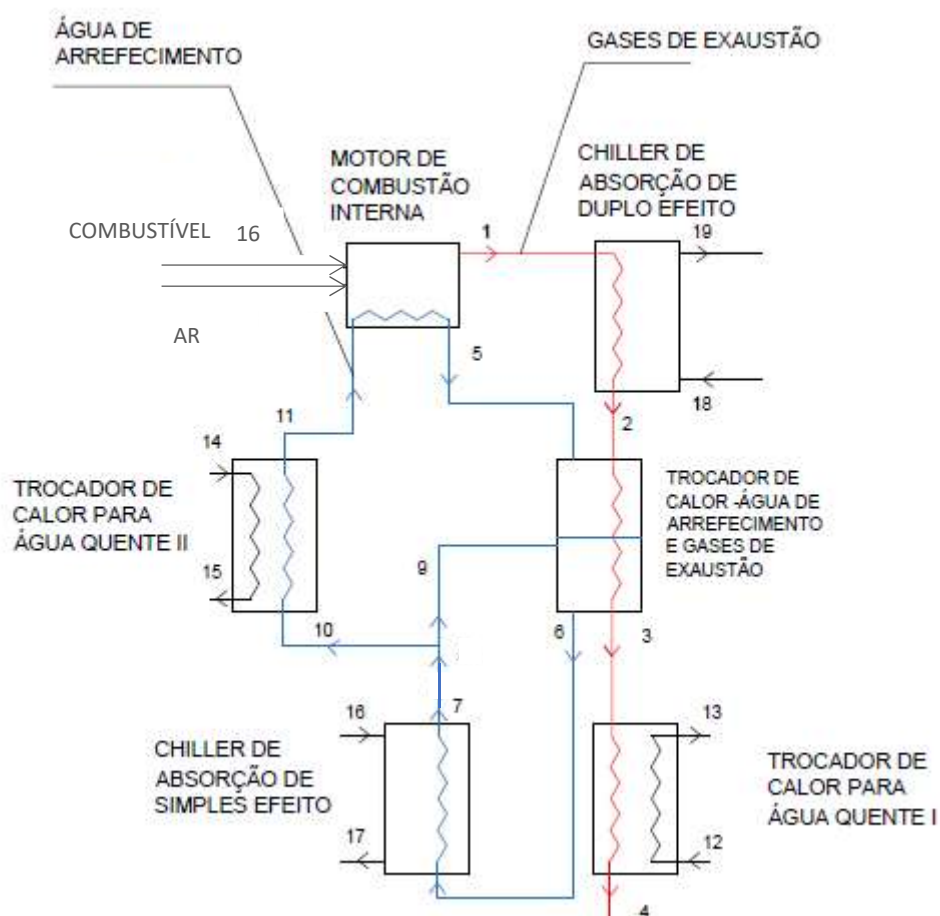


Figura 4.7 – Volume de controle A – Sistema de trigeração proposto.

As equações do balanço de massa e de energia referente a cada volume de controle são demonstradas a seguir.

- Motor de combustão interna

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_1 \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_5 \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{arref} = \dot{m}_5 c_{p,ag} (T_5 - T_{11}) \quad (4.22)$$

- Trocador de calor de água de arrefecimento e gases de exaustão (TCAAGE)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_9 = \dot{m}_6 \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_{tcaage} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_2 c_{p,ge} (T_2 - T_3) \quad (4.25)$$

- Trocador de calor para água quente I

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_{tcaq,I} = \dot{m}_3 c_{p,ge} (T_3 - T_4) = \dot{m}_{12} c_{p,ag} (T_{13} - T_{12}) \quad (4.28)$$

- Trocador de calor para água quente II

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (4.29)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} \quad (4.30)$$

$$\dot{Q}_{tcaq,II} = \dot{m}_{10} c_{p,ag} (T_{10} - T_{11}) = \dot{m}_{14} c_{p,ag} (T_{15} - T_{14}) \quad (4.31)$$

4.4.2 Volume de controle B

Este volume de controle é composto pelo sistema de refrigeração por absorção de simples efeito. Nesta seção, serão apresentadas as equações dos balanços de massa e de energia.

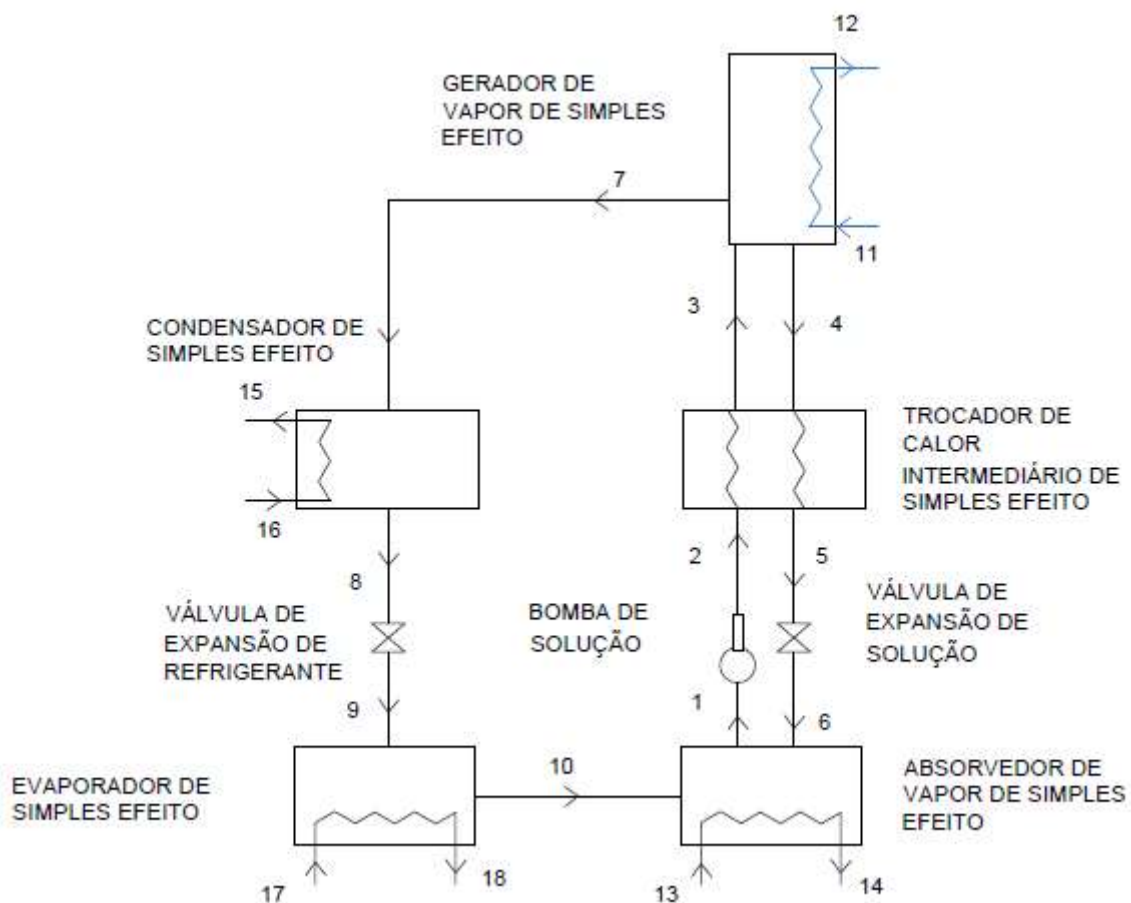


Figura 4.8 – Volume de controle B – Chiller de absorção de simples efeito.

- Evaporador

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.32)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{evap,simples} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (4.34)$$

- Trocador de calor

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.36)$$

$$\dot{Q}_{tc,simples} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_5(h_4 - h_5) \quad (4.37)$$

- Condensador

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.38)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.39)$$

$$\dot{Q}_{cond,simples} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (4.40)$$

- Gerador de vapor

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (4.41)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.42)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (4.43)$$

$$\dot{Q}_{ger,simples} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (4.44)$$

- Absorvedor

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_{10} \quad (4.45)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (4.47)$$

$$\dot{Q}_{abs,simples} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (4.48)$$

- Bomba

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.49)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1v_1(P_2 - P_1) \quad (4.50)$$

- Válvulas de expansão de refrigerante e da solução

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.51)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.52)$$

4.4.3 Volume de controle C

Neste volume de controle, serão demonstradas as equações do balanço de massa e de energia referentes ao Ciclo C, que compreende o chiller de absorção de duplo efeito.

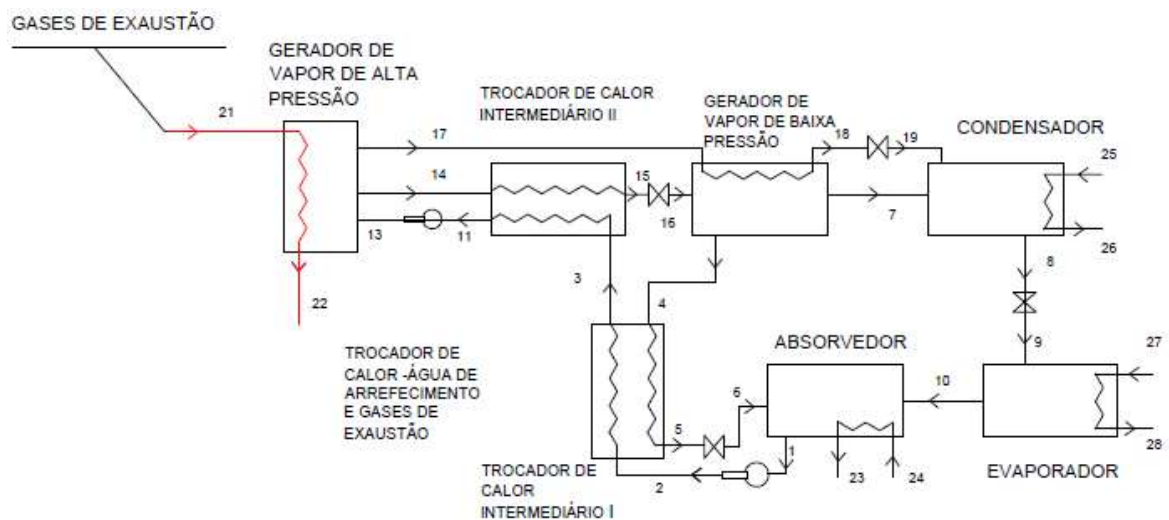


Figura 4.9 – Volume de Controle C - Chiller de absorção de duplo efeito em série.

- Evaporador

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} \quad (4.53)$$

$$\dot{Q}_{evap,duplo} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{27}(h_{27} - h_{28}) \quad (4.54)$$

- Trocador de calor I

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.55)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.56)$$

$$\dot{Q}_{tc,duplo,I} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_5(h_4 - h_5) \quad (4.57)$$

- Trocador de Calor II

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_3 \quad (4.58)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (4.59)$$

$$\dot{Q}_{tc,duplo,II} = \dot{m}_3(h_{11} - h_3) = \dot{m}_{15}(h_{14} - h_{15}) \quad (4.60)$$

- Condensador

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.61)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \quad (4.62)$$

$$\dot{Q}_{cond,duplo} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25}) \quad (4.63)$$

- Gerador de vapor de alta pressão

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \quad (4.64)$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (4.65)$$

$$\dot{m}_{13}x_{13} = \dot{m}_{14}x_{14} \quad (4.66)$$

$$\dot{Q}_{ger,duplo,I} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) \quad (4.67)$$

- Gerador de vapor de baixa pressão

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_4 = \dot{m}_{16} \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.69)$$

$$\dot{m}_{16}x_{16} = \dot{m}_4x_4 \quad (4.70)$$

$$\dot{Q}_{ger,duplo,II} = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_{16}h_{16} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (4.71)$$

- Absorvedor

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_{10} \quad (4.72)$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \quad (4.73)$$

$$\dot{m}_1x_1 = \dot{m}_6x_6 \quad (4.74)$$

$$\dot{Q}_{abs,duplo} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 = \dot{m}_{23}(h_{24} - h_{23}) \quad (4.75)$$

- Bomba I

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.76)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) \quad (4.77)$$

- Bomba II

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{13} \quad (4.78)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{11} v_{11} (P_{13} - P_{11}) \quad (4.79)$$

- Válvulas de expansão de refrigerante e da solução

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.80)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.81)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.82)$$

- Sistema global

A eficiência energética ou o fator de utilização de energia (FUE) é a razão entre a energia dos produtos e a energia do combustível de todo o sistema de trigeração proposto, ou seja, é a relação entre o somatório de toda a energia produzida e o total de energia fornecida, dada pela equação 4.83 (ARTEAGA, 2010).

$$FUE = \frac{\dot{W}_{ciclo} + \dot{Q}_{aq} + \dot{Q}_{ag}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (4.83)$$

4.5 ANÁLISE EXERGÉTICA

Antes de iniciar a análise exergética, uma seção será dedicada ao cálculo das exergias. A exergia específica total (Equação 4.84) de um fluido de trabalho é a soma das parcelas de exergia química e física (Equação 3.8). A exergia total é definida como a exergia específica multiplicada pela vazão mássica (Equação 4.85).

$$ex_{tot} = ex_{ch} + ex_f \quad (4.84)$$

$$Ex_{tot} = \dot{m} * ex_{tot} \quad (4.85)$$

A exergia química é calculada de acordo com o tipo de fluido. Neste estudo, existem quatro tipos de fluido: água, o par água-brometo de lítio, gases de exaustão e combustível. O valor da exergia química da água foi adotado em 49,96 kJ/kg com base nos autores Bereche (2007) e Ochoa (2010).

Em muitos estudos, a exergia química é desprezada. Neste trabalho, incluiu-se o cálculo da exergia química devido as reações de absorção e dessorção da solução de água-brometo de lítio e à reação de combustão. Com a exergia química determinada, é possível analisar os processos de forma mais precisa.

4.5.1 Exergia química da solução água-brometo de lítio

Para soluções consideradas não ideais, a exergia química é definida em função da atividade da substância na solução (a) e das exergias padrão dos componentes puros (Equação 4.86).

$$ex_{ch} = \frac{1}{M_{sol}} \left(\sum_i y_i * \tilde{\varepsilon}_i + \bar{R} * T_0 * \sum_i y_i * \ln a_i \right) \quad (4.86)$$

Para a solução de H₂O-LiBr, a exergia química é conforme a equação 4.87.

$$ex_{ch} = \frac{1}{M_{sol}} [y_{LiBr} * \tilde{\varepsilon}_{LiBr} + y_{H_2O} * \tilde{\varepsilon}_{H_2O} + \bar{R} * T_0 * (y_{LiBr} * \ln a_{LiBr} + y_{H_2O} * \ln a_{H_2O})] \quad (4.87)$$

Para o cálculo da exergia química, divide-se essa equação em duas parcelas: a exergia química de referência dos elementos puros (Equação 4.88) e a exergia química devido à dissolução (Equação 4.89).

$$\bar{ex}_i^{ch,0} = \frac{1}{M_{sol}} (y_{LiBr} * \tilde{\varepsilon}_{LiBr} + y_{H_2O} * \tilde{\varepsilon}_{H_2O}) \quad (4.88)$$

$$ex_{ch,mist} = \frac{\bar{R} * T_0}{M_{sol}} * (y_{LiBr} * \ln a_{LiBr} + y_{H_2O} * \ln a_{H_2O}) \quad (4.89)$$

Cálculo da exergia química padrão

A fração molar da substância é calculada pela equação 4.90.

$$y = \frac{\dot{n}_i}{\sum_i \dot{n}_i} \quad (4.90)$$

Sendo \dot{n}_i a vazão molar da substância dada pela equação 4.91:

$$\dot{n}_i = \frac{\dot{m}_i}{M_i} \quad (4.91)$$

Em que \dot{m}_i é a vazão mássica da solução em kg/s e M_i é massa molecular da substância em kg/kmol. M_{sol} é a massa molecular da solução definida pela equação 4.92.

$$M_{sol} = y_{LiBr} * M_{LiBr} + (1 - y_{LiBr}) * M_{H_2O} \quad (4.92)$$

A exergia química padrão é determinada pela Equação 4.93.

$$\tilde{\varepsilon} = \Delta g_f + \sum_{i=1}^n \tilde{\varepsilon}_i^0 \quad (4.93)$$

Em que Δg_f que é a função de Gibbs para cada substância. Este valor é tabelado e foi determinado de acordo com Kotas (1995). O valor da exergia química padrão também é tabelado para alguns componentes, dentre os quais a água, o lítio e o brometo.

$$\tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 = 0,9 \text{ kJ/kmol} \quad (4.94)$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Li}^0 = 393 \text{ kJ/kmol} \quad (4.95)$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Br_2}^0 = 101,2 \text{ kJ/kmol} \quad (4.96)$$

A exergia química padrão do brometo de lítio pode ser determinada de acordo com sua reação (equação 4.97).



De modo que a exergia padrão do LiBr é dada pela equação 4.98.

$$\tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 = \Delta g_{f,LiBr} + \tilde{\varepsilon}_{Li}^0 + \tilde{\varepsilon}_{Br_2}^0 \quad (4.98)$$

Considerando a função de Gibbs do LiBr -342 kJ/kmol, o valor para a exergia química padrão do LiBr é 101,6 kJ/kmol.

Cálculo da atividade

Para calcular a exergia química devido à dissolução, é necessário o cálculo do logaritmo neperiano da atividade (a) da substância, que é definida de forma distinta para a água (Equação 4.99) e para o brometo de lítio (Equação 4.104).

$$\ln a_{H_2O} = -\phi * v_s * m * \bar{M}_{H_2O} \quad (4.99)$$

Sendo ϕ o coeficiente osmótico (Equação 4.101), m a molalidade (Equação 4.100), v_s o número de dissolução para soluto, considerado igual a 2 para o LiBr, e \bar{M}_{H_2O} a massa molecular da água.

$$m = \frac{y_{LiBr}}{(1 - y_{LiBr}) * \bar{M}_{H_2O}} \quad (4.100)$$

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 (a_i * m^{\frac{i}{2}}) + \frac{P}{2 * v_s} * \sum_{i=1}^2 i * b_i * m^{i/2} \quad (4.101)$$

Em que a e b são dois coeficientes determinados pelas seguintes equações (4.102 e 4.103):

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} T^{-j} \quad (4.102)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} T^{-j} \quad (4.103)$$

Sendo estes coeficientes determinados pela tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Constantes das equações para o cálculo da atividade (Adaptado de Kim e Ferreira, 2006).

Constante	j=0	j=1	j=2
a_{1j}	$-2,19631551 \cdot 10^1$	$+4,9372316 \cdot 10^3$	$-6,5548406 \cdot 10^5$
a_{2j}	$-3,8104752 \cdot 10^3$	$+2,6115345 \cdot 10^6$	$-3,6699691 \cdot 10^8$
a_{3j}	$+1,2280854 \cdot 10^5$	$-7,7187923 \cdot 10^7$	$+1,0398560 \cdot 10^{10}$
a_{4j}	$-1,4716737 \cdot 10^6$	$+9,1952848 \cdot 10^8$	$-1,1894502 \cdot 10^{11}$
a_{5j}	$+7,7658213 \cdot 10^6$	$-4,9375666 \cdot 10^9$	$+6,3175547 \cdot 10^{11}$
a_{6j}	$-1,5118922 \cdot 10^7$	$+9,8399744 \cdot 10^9$	$-1,2737898 \cdot 10^{12}$
b_{0j}	$-4,4178654 \cdot 10^{-5}$	$+3,1148992 \cdot 10^{-2}$	$-4,36112260$
b_{1j}	$+3,0793992 \cdot 10^{-4}$	$-1,8632098 \cdot 10^{-1}$	$+2,7387137 \cdot 10^1$
b_{2j}	$-4,0807943 \cdot 10^{-4}$	$+2,1607955 \cdot 10^{-1}$	$-2,5175971 \cdot 10^1$

Para o cálculo da atividade do LiBr, tem-se:

$$\ln a_{LiBr} = -v_s \left[\ln \left(\frac{y_{LiBr}}{(1 - y_{LiBr}) * \bar{M}_{H_2O}} \right) + \sum_{i=1}^6 \left(\frac{i+2}{i} \right) \left(a_i + \frac{b_i * P}{2 * v_s} \right) * \left(\frac{y_{LiBr}}{(1 - y_{LiBr}) * \bar{M}_{H_2O}} \right)^{i/2} \right]_{y_{LiBr}^{LiBr,sat}}^{y_{LiBr}} \quad (4.104)$$

Sendo o limite inferior um estado genérico da solução e o limite superior o estado saturado da solução que corresponde ao estado de máxima solubilidade, quando a atividade é igual a 1. Nesta equação, considera-se que b_3 , b_4 , b_5 , e b_6 iguais a zero.

4.5.2 Exergia química dos gases de exaustão

Os produtos da combustão são gás carbônico (CO₂), água (H₂O), oxigênio (O₂) e nitrogênio (N₂), então com base na equação 9, a exergia química dos gases de exaustão pode ser calculada de acordo com a equação 4.105:

$$ex_{ch} = \frac{1}{M_{sol}} [(y_{CO_2} * \tilde{\epsilon}_{CO_2} + y_{H_2O} * \tilde{\epsilon}_{H_2O} + y_{O_2} * \tilde{\epsilon}_{O_2} + y_{N_2} * \tilde{\epsilon}_{N_2}) + \bar{R} * T_0 * (y_{CO_2} * \ln y_{CO_2} + y_{H_2O} * \ln y_{H_2O} + y_{O_2} * \ln y_{O_2} + y_{N_2} * \ln y_{N_2})] \quad (4.105)$$

Sendo as exergias químicas padrão dos elementos de acordo com a tabela 4.7. A fração molar é calculada com base na equação 4.90.

Tabela 4.7 - Valores de exergia química padrão para os componentes dos gases de exaustão.

$\tilde{\epsilon}$	Valor (kJ/kmol)
CO ₂	20140
H ₂ O	11710
O ₂	3970
N ₂	720

A exergia química do diesel, ao entrar no motor, é definida pelas equações 3.10 e 3.11. De posse dos valores das exergias, o próximo passo é a determinação das irreversibilidades e das eficiências exergéticas.

4.5.3 Irreversibilidade e eficiência exergética

Como explicado na seção 3.3, todo processo termodinâmico ocorre no sentido de geração de entropia, resultante das irreversibilidades, tais como o atrito, reações químicas e

transferências de calor a uma temperatura finita. Esta entropia gerada provoca a destruição de exergia. Para todo processo real, a exergia destruída é uma quantidade positiva. Para um processo reversível, seu valor é nulo. Se ela for negativa, o processo é impossível. A exergia destruída também é denominada de irreversibilidade e é calculada de acordo com a equação 4.106.

$$I = \sum_{ent} \dot{m}_i ex_i - \sum_{sai} \dot{m}_i ex_i \quad (4.106)$$

A eficiência exergética é definida como a razão entre a exergia recuperada pelo processo e a fornecida. Neste trabalho, optou-se pela eficiência racional, a qual para um trocador de calor significa a relação entre o aumento de exergia da corrente fria e a diminuição de exergia da corrente quente (ÇENGEL e BOLES, 2013).

$$\eta = \frac{\text{produto}}{\text{insumo}} = \frac{\sum_{sai} \dot{m}_i ex_i}{\sum_{ent} \dot{m}_i ex_i} \quad (4.107)$$

4.5.3.1 Volume de controle A

Irreversibilidades:

$$I_{tcaage} = \dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_5 ex_5 + \dot{m}_9 ex_9 - \dot{m}_3 ex_3 - \dot{m}_6 ex_6 \quad (4.108)$$

$$I_{tcaq,I} = \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_{12} ex_{12} - \dot{m}_{13} ex_{13} - \dot{m}_4 ex_4 \quad (4.109)$$

$$I_{tcaq,II} = \dot{m}_{10} ex_{10} + \dot{m}_{14} ex_{14} - \dot{m}_{11} ex_{11} - \dot{m}_5 ex_5 \quad (4.110)$$

Eficiências exergeticas:

$$\eta_{tcaage} = \frac{\dot{m}_6 ex_6 - \dot{m}_5 ex_5 - \dot{m}_9 ex_9}{\dot{m}_2 (ex_2 - ex_3)} \quad (4.111)$$

$$\eta_{tcaq,I} = \frac{\dot{m}_{12} (ex_{13} - ex_{12})}{\dot{m}_3 (ex_3 - ex_4)} \quad (4.112)$$

$$\eta_{tcaq,II} = \frac{\dot{m}_{14} (ex_{15} - ex_{14})}{\dot{m}_{10} (ex_{10} - ex_{11})} \quad (4.113)$$

4.5.3.2 Volume de Controle B

Irreversibilidades:

$$I_{abs,simples} = \dot{m}_{10} ex_{10} + \dot{m}_6 ex_6 + \dot{m}_{13} ex_{13} - \dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_{14} ex_{14} \quad (4.114)$$

$$I_{evap,simples} = \dot{m}_9 (ex_9 - ex_{10}) + \dot{m}_{17} (ex_{17} - ex_{18}) \quad (4.115)$$

$$I_{cond,simples} = \dot{m}_7 (ex_7 - ex_8) + \dot{m}_{15} (ex_{15} - ex_{16}) \quad (4.116)$$

$$I_{ger,simples} = \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_{11} ex_{11} - \dot{m}_4 ex_4 - \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_{12} ex_{12} \quad (4.117)$$

$$I_{tc,simples} = \dot{m}_2 (ex_2 - ex_3) + \dot{m}_4 (ex_4 - ex_5) \quad (4.118)$$

$$I_{bomb,simples} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_2) \quad (4.119)$$

Eficiências exergeticas:

$$\eta_{abs,simples} = \frac{\dot{m}_{13}(ex_{13} - ex_{14})}{\dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_{10} ex_{10} - \dot{m}_6 ex_6} \quad (4.120)$$

$$\eta_{evap,simples} = \frac{\dot{m}_{17}(ex_{18} - ex_{17})}{\dot{m}_9(ex_9 - ex_{10})} \quad (4.121)$$

$$\eta_{cond,simples} = \frac{\dot{m}_{15}(ex_{15} - ex_{16})}{\dot{m}_7(ex_8 - ex_7)} \quad (4.122)$$

$$\eta_{ger,simples} = \frac{\dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_3 ex_3}{\dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12})} \quad (4.123)$$

$$\eta_{tc,simples} = \frac{\dot{m}_2(ex_2 - ex_3)}{\dot{m}_4(ex_5 - ex_4)} \quad (4.124)$$

$$\eta_{bomb,simples} = \frac{\dot{m}_2(ex_2)}{\dot{m}_1 ex_1 + \dot{W}_{bomb}} \quad (4.125)$$

$$\eta_{sistema} = \frac{\dot{m}_{17}(ex_{18} - ex_{17})}{\dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12})} \quad (4.126)$$

4.5.3.3 Volume de Controle C

Irreversibilidades:

$$I_{abs,duplo} = \dot{m}_{10} ex_{10} + \dot{m}_6 ex_6 + \dot{m}_{23} ex_{23} - \dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_{24} ex_{24} \quad (4.127)$$

$$I_{evap,duplo} = \dot{m}_9(ex_9 - ex_{10}) + \dot{m}_{27}(ex_{27} - ex_{28}) \quad (4.128)$$

$$I_{cond,duplo} = \dot{m}_7 ex_7 + \dot{m}_{19} ex_{19} + \dot{m}_{25} ex_{25} - \dot{m}_8 ex_8 - \dot{m}_{26} ex_{26} \quad (4.129)$$

$$I_{ger,duplo,I} = \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{m}_{21} ex_{21} - \dot{m}_{14} ex_{14} - \dot{m}_{17} ex_{17} - \dot{m}_{22} ex_{22} \quad (4.130)$$

$$I_{ger,duplo,II} = \dot{m}_{17} ex_{17} + \dot{m}_{16} ex_{16} - \dot{m}_{18} ex_{18} - \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_4 ex_4 \quad (4.131)$$

$$I_{tc,duplo,I} = \dot{m}_2 (ex_2 - ex_3) + \dot{m}_4 (ex_4 - ex_5) \quad (4.132)$$

$$I_{tc,duplo,II} = \dot{m}_3 (ex_3 - ex_{11}) + \dot{m}_{14} (ex_{14} - ex_{15}) \quad (4.133)$$

$$I_{bomb,I} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_2) \quad (4.134)$$

$$I_{bomb,II} = \dot{m}_{11} (ex_{11} - ex_{13}) \quad (4.135)$$

Eficiências exergéticas:

$$\eta_{abs,duplo} = \frac{\dot{m}_{23} (ex_{23} - ex_{24})}{\dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_{10} ex_{10} - \dot{m}_6 ex_6} \quad (4.136)$$

$$\eta_{evap,duplo} = \frac{\dot{m}_{27} (ex_{28} - ex_{27})}{\dot{m}_9 (ex_9 - ex_{10})} \quad (4.137)$$

$$\eta_{cond,duplo} = \frac{\dot{m}_{25} (ex_{25} - ex_{26})}{\dot{m}_8 ex_8 - \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_{19} ex_{19}} \quad (4.138)$$

$$\eta_{ger,duplo,I} = \frac{\dot{m}_{14} ex_{14} + \dot{m}_{17} ex_{17} - \dot{m}_{13} ex_{13}}{\dot{m}_{21} (ex_{21} - ex_{22})} \quad (4.139)$$

$$\eta_{ger,duplo,II} = \frac{\dot{m}_{16}ex_{16} - \dot{m}_7ex_7 - \dot{m}_4ex_4}{\dot{m}_{17}(ex_{17} - ex_{18})} \quad (4.140)$$

$$\eta_{tc,duplo,I} = \frac{\dot{m}_2(ex_3 - ex_2)}{\dot{m}_4(ex_4 - ex_5)} \quad (4.141)$$

$$\eta_{tc,duplo,II} = \frac{\dot{m}_3(ex_{11} - ex_3)}{\dot{m}_{14}(ex_{14} - ex_{15})} \quad (4.142)$$

$$\eta_{bomb,duplo,I} = \frac{\dot{m}_2(ex_2)}{\dot{m}_1ex_1 + \dot{W}_{bomb}} \quad (4.143)$$

$$\eta_{bomb,duplo,II} = \frac{\dot{m}_{13}(ex_{13})}{\dot{m}_{11}ex_{11} + \dot{W}_{bomb}} \quad (4.144)$$

$$\eta_{sistema} = \frac{\dot{m}_{27}(ex_{28} - ex_{27})}{\dot{m}_{21}(ex_{21} - ex_{22})} \quad (4.145)$$

4.6 ANÁLISE EXERGONECONÔMICA

Para desenvolver esta análise, é fundamental a identificação dos fluxos de exergia, a definição de quem é insumo (combustível) e de quem é produto, a determinação das equações auxiliares e por fim, o balanço de custo para cada componente, com base na equação 4.146.

$$\dot{C}_{p,tot} = \dot{C}_{f,tot} + \dot{Z}_{tot} \quad (4.146)$$

Em que $\dot{C}_{p,tot}$ é o custo requerido para gerar o produto, $\dot{C}_{f,tot}$ a taxa de custo do combustível e \dot{Z}_{tot} é a soma dos custos associados à instalação, manutenção e operação. A

unidade destas taxas é R\$/h ou R\$/s. O custo por unidade de exergia (c) é dado pela relação expressa na equação 4.147, sendo $\dot{E}x$ o fluxo de exergia total em kW.

$$\dot{C} = c * \dot{E}x \quad (4.147)$$

Na análise exergoeconômica, alguns volumes de controle foram modificados em relação à análise energética e exergética. As válvulas de expansão são incluídas no componente imediatamente posterior ou anterior a estas, conforme Shokati *et al* (2014), o que causa mudanças nos volumes de controle do absorvedor, evaporador e condensador.

Outra modificação é a presença de um dispositivo denominado de misturador, incluído para analisar trocadores de calor que possuem mais de uma entrada de fluxo de exergia considerado como produto. Como essa situação causa divergência entre os estudiosos desta metodologia, alguns autores como Kordlar e Mahmoudi (2017) adotaram essa estratégia para melhor análise exergoeconômica do trocador de calor.

4.6.1 Volume de Controle A

- Motor de combustão interna

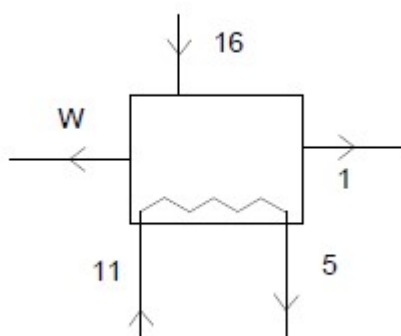


Figura 4.10 - Fluxos de exergia do MCI.

$$\text{Produto: } c_w \dot{E}x_w + c_1 \dot{E}x_1 \quad (4.148)$$

$$\text{Combustível: } c_5 \dot{E}x_5 - c_{11} \dot{E}x_{11} + c_{16} \dot{E}x_{16} \quad (4.149)$$

Equação auxiliar – Princípio F: $c_{11} = c_5$ (4.150)

Balanço: $\dot{C}_w + \dot{C}_1 = \dot{C}_5 - \dot{C}_{11} + \dot{C}_{16} + \dot{Z}_{mci}$ (4.151)

- Trocador de calor intermediário entre água quente e gases de exaustão

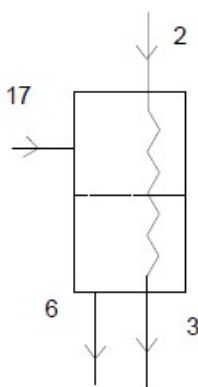


Figura 4.11 - Fluxo de exergia no trocador de calor dos gases de exaustão e água de arrefecimento.

Produto: $c_6 \dot{E}x_6 - c_{17} \dot{E}x_{17}$ (4.152)

Combustível: $c_2 \dot{E}x_2 - c_3 \dot{E}x_3$ (4.153)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_2 = c_3$ (4.154)

Balanço: $\dot{C}_6 - \dot{C}_{17} = \dot{C}_2 - \dot{C}_3 + \dot{Z}_{tcaage}$ (4.155)

- Misturador TCAAGE

Produto: $c_{17} \dot{E}x_{17}$ (4.156)

Combustível: $c_5 \dot{E}x_5 + c_9 \dot{E}x_9$ (4.157)

Equação auxiliar – Princípio F: Não possui (4.158)

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{17} = \dot{C}_5 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{mist} \quad (4.159)$$

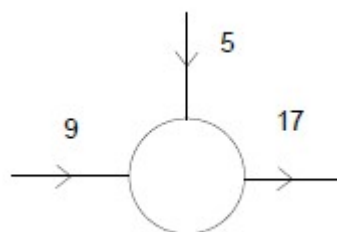


Figura 4.12 - Fluxo de exergia no misturador.

- Ponto de separação

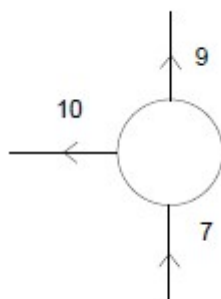


Figura 4.13 - Fluxo de exergia no separador.

$$\text{Produto: } c_9 \dot{E}x_9 + c_{10} \dot{E}x_{10} \quad (4.160)$$

$$\text{Combustível: } c_7 \dot{E}x_7 \quad (4.161)$$

$$\text{Equação auxiliar: Não possui} \quad (4.162)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_9 + \dot{C}_{10} = \dot{C}_7 + \dot{Z}_{sep} \quad (4.163)$$

- Trocador de calor para água quente I

$$\text{Produto: } c_{13} \dot{E}x_{13} - c_{12} \dot{E}x_{12} \quad (4.164)$$

$$\text{Combustível: } c_3 \dot{E}x_3 - c_4 \dot{E}x_4 \quad (4.165)$$

Equação auxiliar – Princípio F: $c_3 = c_4$ (4.166)

Balanço: $\dot{C}_{13} - \dot{C}_{12} = \dot{C}_3 - \dot{C}_4 + \dot{Z}_{tcaq,I}$ (4.167)

- Trocador de calor para água quente II

Produto: $c_{15}\dot{E}x_{15} - c_{14}\dot{E}x_{14}$ (4.168)

Combustível: $c_{10}\dot{E}x_{10} - c_{11}\dot{E}x_{11}$ (4.169)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_{10} = c_{11}$ (4.170)

Balanço $\dot{C}_{15} - \dot{C}_{14} = \dot{C}_{10} - \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{tcaq,II}$ (4.171)

4.6.2 Volume de controle B

- Evaporador

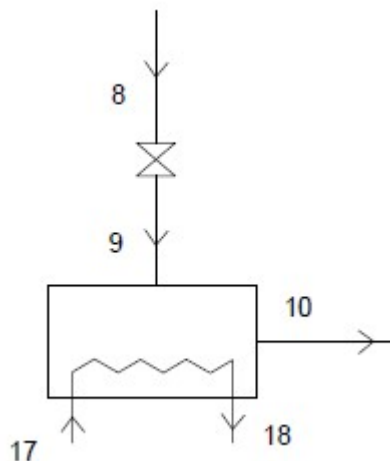


Figura 4.14 - Fluxo de exergia no evaporador de simples efeito.

Produto: $c_{18}\dot{E}x_{18} - c_{17}\dot{E}x_{17}$ (4.172)

Combustível: $c_8\dot{E}x_8 - c_{10}\dot{E}x_{10}$ (4.173)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_8 = c_{10}$ (4.174)

Balanço: $\dot{C}_{18} - \dot{C}_{17} = \dot{C}_8 - \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{evap} + \dot{Z}_{valv}$ (4.175)

- Trocador de calor

Produto: $c_3\dot{E}x_3 - c_2\dot{E}x_2$ (4.176)

Combustível: $c_4\dot{E}x_4 - c_5\dot{E}x_5$ (4.177)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_4 = c_5$ (4.178)

Balanço: $\dot{C}_3 - \dot{C}_2 = \dot{C}_4 - \dot{C}_5 + \dot{Z}_{tc}$ (4.179)

- Condensador

Produto: $c_{16}\dot{E}x_{16} - c_{15}\dot{E}x_{15}$ (4.180)

Combustível: $c_7\dot{E}x_7 - c_8\dot{E}x_8$ (4.181)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_7 = c_8$ (4.182)

Balanço: $\dot{C}_{16} - \dot{C}_{15} = \dot{C}_7 - \dot{C}_8 + \dot{Z}_{cond}$ (4.183)

- Gerador de vapor

Produto: $c_4\dot{E}x_4 - c_3\dot{E}x_3 + c_7\dot{E}x_7$ (4.184)

Combustível: $c_{11}\dot{E}x_{11} - c_{12}\dot{E}x_{12}$ (4.185)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_{11} = c_{12}$ (4.186)

Equação auxiliar – Princípio P:

$$\frac{\dot{C}_7 - \dot{C}_3}{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_3} = \frac{\dot{C}_4 - \dot{C}_3}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3} \quad (4.187)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_4 - \dot{C}_3 + \dot{C}_7 = \dot{C}_{11} - \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{ger} \quad (4.188)$$

- Absorvedor

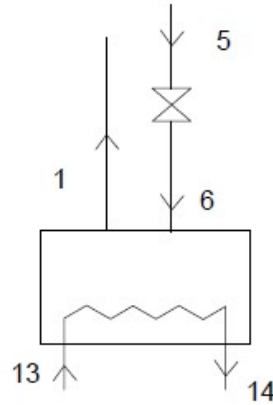


Figura 4.15 - Fluxo de exergia no absorvedor de simples efeito.

$$\text{Produto: } c_{14}\dot{E}x_{14} - c_{13}\dot{E}x_{13} \quad (4.189)$$

$$\text{Combustível: } c_5\dot{E}x_5 + c_{10}\dot{E}x_{10} - c_1\dot{E}x_1 \quad (4.190)$$

Equação auxiliar – Princípio F:

$$\frac{\dot{C}_1 + \dot{C}_{10}}{\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{10}} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}x_1} \quad (4.191)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{14} - \dot{C}_{13} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{10} - \dot{C}_1 + \dot{Z}_{abs} + \dot{Z}_{valv} \quad (4.192)$$

- Bomba

$$\text{Produto: } c_2\dot{E}x_2 - c_1\dot{E}x_1 \quad (4.193)$$

$$\text{Combustível: } c_w\dot{E}x_w \quad (4.194)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: Não possui} \quad (4.195)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_2 - \dot{C}_1 = \dot{C}_w + \dot{Z}_b \quad (4.196)$$

4.6.3 Volume de controle C

- Evaporador

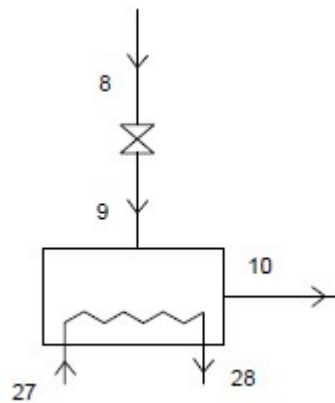


Figura 4.16 - Fluxos de exergia no evaporador do chiller de duplo efeito.

$$\text{Produto: } c_{28}\dot{E}x_{28} - c_{27}\dot{E}x_{27} \quad (4.197)$$

$$\text{Combustível: } c_8\dot{E}x_8 - c_{10}\dot{E}x_{10} \quad (4.198)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: } c_8 = c_{10} \quad (4.199)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{28} - \dot{C}_{27} = \dot{C}_8 - \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{evap} + \dot{Z}_{valv} \quad (4.200)$$

- Trocador de calor intermediário I

$$\text{Produto: } c_3\dot{E}x_3 - c_2\dot{E}x_2 \quad (4.201)$$

$$\text{Combustível: } c_4\dot{E}x_4 - c_5\dot{E}x_5 \quad (4.202)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: } c_4 = c_5 \quad (4.203)$$

$$(4.204)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_3 - \dot{C}_2 = \dot{C}_4 - \dot{C}_5 + \dot{Z}_{tc,I}$$

- Trocador de calor intermediário II

$$\text{Produto: } c_{11}\dot{E}x_{11} - c_3\dot{E}x_3 \quad (4.205)$$

$$\text{Combustível: } c_{14}\dot{E}x_{14} - c_{15}\dot{E}x_{15} \quad (4.206)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: } c_{14} = c_{15} \quad (4.207)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{11} - \dot{C}_3 = \dot{C}_{14} - \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{tc,II} \quad (4.208)$$

- Condensador

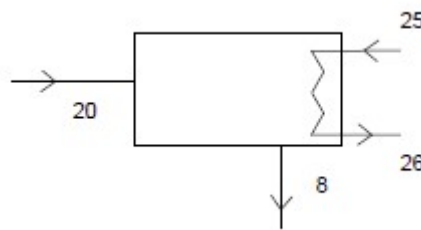


Figura 4.17 - Fluxo de exergia no condensador do chiller de duplo efeito.

$$\text{Produto: } c_{26}\dot{E}x_{26} - c_{25}\dot{E}x_{25} \quad (4.209)$$

$$\text{Combustível: } c_{20}\dot{E}x_{20} - c_8\dot{E}x_8 \quad (4.210)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: } c_{20} = c_8 \quad (4.211)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{26} - \dot{C}_{25} = \dot{C}_{20} - \dot{C}_8 + \dot{Z}_{cond} \quad (4.212)$$

- Misturador que antecede o condensador

$$\text{Produto: } c_{20}\dot{E}x_{20} \quad (4.213)$$

$$\text{Combustível: } c_7\dot{E}x_7 + c_{18}\dot{E}x_{18} \quad (4.214)$$

Equação auxiliar: Não possui

(4.215)

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{20} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{mist} + \dot{Z}_{valv}$$

(4.216)

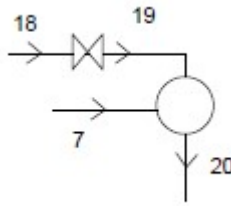


Figura 4.18 - Fluxo de exergia do misturador II.

- Gerador de vapor de alta pressão

$$\text{Produto: } c_{14}\dot{E}x_{14} + c_{17}\dot{E}x_{17} - c_{13}\dot{E}x_{13}$$

(4.217)

$$\text{Combustível: } c_{21}\dot{E}x_{21} - c_{22}\dot{E}x_{22}$$

(4.218)

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: } c_{21} = c_{22}$$

(4.219)

Equação auxiliar – Princípio P:

$$\frac{\dot{C}_{17} - \dot{C}_{13}}{\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{13}} = \frac{\dot{C}_{14} - \dot{C}_{13}}{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}$$

(4.220)

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{14} + \dot{C}_{17} - \dot{C}_{13} = \dot{C}_{21} - \dot{C}_{22} + \dot{Z}_{ger,I}$$

(4.222)

- Gerador de vapor de baixa pressão

$$\text{Produto: } c_4\dot{E}x_4 + c_7\dot{E}x_7 - c_{15}\dot{E}x_{15}$$

(4.223)

$$\text{Combustível: } c_{17}\dot{E}x_{17} - c_{18}\dot{E}x_{18}$$

(4.224)

Equação auxiliar – Princípio F: $c_{17} = c_{18}$ (4.225)

Equação auxiliar – Princípio P:

$$\frac{\dot{C}_7 - \dot{C}_{15}}{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_{15}} = \frac{\dot{C}_4 - \dot{C}_{15}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{15}} \quad (4.226)$$

Balanço $\dot{C}_4 + \dot{C}_7 - \dot{C}_{15} = \dot{C}_{17} - \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{ger,II} + \dot{Z}_{valv}$ (4.227)

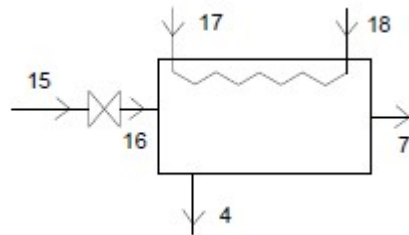


Figura 4.19 - Fluxo de exergia no gerador de vapor de baixa pressão.

- Absorvedor

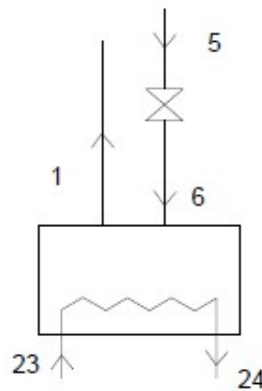


Figura 4.20 - Fluxo de exergia no absorvedor de duplo efeito.

Produto: $c_{24}\dot{E}x_{24} - c_{23}\dot{E}x_{23}$ (4.228)

Combustível: $c_5\dot{E}x_5 + c_{10}\dot{E}x_{10} - c_1\dot{E}x_1$ (4.229)

Equação auxiliar – Princípio F:

$$\frac{\dot{C}_5 + \dot{C}_{10}}{\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{10}} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}x_1} \quad (4.230)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{24} - \dot{C}_{23} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{10} - \dot{C}_1 + \dot{Z}_{abs} + \dot{Z}_{valv} \quad (4.231)$$

- Bomba I

$$\text{Produto: } c_2 \dot{E}x_2 - c_1 \dot{E}x_1 \quad (4.232)$$

$$\text{Combustível: } c_w \dot{E}x_w \quad (4.233)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: Não possui} \quad (4.234)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_2 - \dot{C}_1 = \dot{C}_w + \dot{Z}_{b,I} \quad (4.235)$$

- Bomba II

$$\text{Produto: } c_{13} \dot{E}x_{13} - c_{11} \dot{E}x_{11} \quad (4.236)$$

$$\text{Combustível: } c_{w,bII} \dot{E}x_{w,bII} \quad (4.237)$$

$$\text{Equação auxiliar – Princípio F: Não possui} \quad (4.238)$$

$$\text{Balanço: } \dot{C}_{13} - \dot{C}_{11} = \dot{C}_w + \dot{Z}_{b,II} \quad (4.239)$$

Custos monetários

Os custos monetários de instalação, operação e manutenção (\dot{Z}) são definidos como parâmetros de entrada para a análise exergoeconômica. Primeiramente, é necessário determinar o valor de cada equipamento em reais (Tabela 4.8, 4.9 e 4.10). Para a atribuição dos custos monetários dos dois chillers de absorção, foi estipulado um valor do equipamento total com base em HERRERA *et al* (2014). O autor realizou a atribuição de valor para cada componente em dólares americanos. Para converter os valores em dólares para reais,

utilizou-se a cotação do dia 12/09/2018, no qual um dólar se igualava a 4,13 reais. Por meio destes valores, determinou-se a taxa de rateio para cada componente e estimou-se o custo total dos dois chillers de absorção. Para os demais componentes do sistema de trigeriação, foram atribuídos custos de acordo com o Herrera *et al* (2014) e Kordlar (2017). A atribuição dos custos monetários foi realizada desta forma visto que os fabricantes não disponibilizam os dados de seus equipamentos para instituições acadêmicas para fins de pesquisas teóricas.

Tabela 4.8 - Custo para cada componente do chiller de duplo efeito.

Chiller de absorção duplo efeito - 85 mil reais		
Componente	Custo - Z (R\$)	Fator de rateio
Gerador de vapor de alta	11730	13,80%
Condensador	10030	11,80%
Evaporador	12155	14,30%
Absorvedor	14322,5	16,90%
Trocador I	5610	6,60%
Trocador II	5610	6,60%
Válvula I	1436,5	1,70%
Válvula II	1436,5	1,70%
Bomba I	3145	3,70%
Gerador de vapor de baixa	11730	13,80%
Válvula III	1436,5	1,70%
Válvula IV	1436,5	1,70%
Bomba II	3145	3,70%
Misturador	1785	2,00%

Tabela 4.9 - Custo de cada componente no chiller de absorção de simples efeito.

Chiller de absorção simples efeito - 60 mil reais		
Componente	Custo - Z (R\$)	Fator de Rateio
Gerador de vapor	11760	19,60%
Condensador	10020	16,70%
Evaporador	12180	20,30%
Absorvedor	14400	24%
Trocador	5580	9,30%
Válvula I	1440	2,40%
Válvula II	1440	2,40%
Bomba	3120	5,20%

Tabela 4.10 - Custo dos demais componentes do sistema de trigeração.

Componente	Custo – Z(R\$)
Motor	60000
TCAAGE	5000
TCAQ I	5000
TCAQ II	5000
Misturador	500
Separador	200

O cálculo da taxa de custo de instalação, operação e manutenção foi realizado com base em Wu (2017). Esta taxa pode ser definida pela equação 4.240.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad 4.240$$

Sendo \dot{Z}_k^{CI} referente ao custo de investimento e instalação, determinado pela equação 4.241, e \dot{Z}_k^{OM} à operação e manutenção, definido pela equação 4.242.

$$\dot{Z}_k^{CI} = \frac{CRF}{n_h} * Z_k \quad 4.241$$

$$\dot{Z}_k^{OM} = \frac{\varphi}{n_h} * Z_k \quad 4.242$$

Em que CRF é o fator de recuperação de capital, determinado pela equação 4.243, n_h o número de horas de operação anual, definido com 3000 horas, φ o fator de manutenção, ao qual foi atribuído um valor de 5% (HERRERA *et al*, 2014):

$$CRF = i * \left(\frac{(1 + i)^{n_{ano}}}{(1 + i)^{n_{ano}} - 1} \right) \quad 4.243$$

Sendo i a taxa anual de juros correspondente a 10%, n_{ano} a vida útil do sistema em anos, considerada como 20.

Parâmetros exergoeconômicos

Para analisar o desempenho dos componentes em análise, alguns parâmetros são definidos e calculados para cada volume de controle, dentre os quais o custo médio por unidade de exergia do insumo ($c_{f,k}$), o custo médio por unidade de exergia do produto ($c_{p,k}$), a diferença de custo relativo (r_k), o fator exergoeconômico (f_k) e a taxa de custo associada à exergia destruída ($\dot{C}_{d,k}$) dados pelas equações, z, y, z, s, respectivamente.

$$c_{f,k} = \frac{\dot{C}_{f,k}}{\dot{E}x_{f,k}} \quad 4.244$$

$$c_{p,k} = \frac{\dot{C}_{p,k}}{\dot{E}x_{p,k}} \quad 4.245$$

$$r_k = \frac{c_{p,k} - c_{f,k}}{c_{f,k}} \quad 4.246$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{C}_{d,k} + \dot{Z}_k} \quad 4.247$$

$$\dot{C}_{d,k} = c_{f,k} * \dot{E}x_{d,k} \quad 4.248$$

4.7 ANÁLISE ECONÔMICA

Esta análise foi desenvolvida com base em Pousa (2009) por meio do conceito de custo evitado, isto é, a economia oriunda da substituição do sistema tradicional para o sistema de trigeração proposto.

O custo da instalação sugerida compreende o custo do combustível (C_{diese}) utilizado e o da energia elétrica contratada como back up (C_b) e o custo da instalação atual consiste no gasto com o sistema convencional de energia elétrica (C_{conv}). O custo evitado (C_e) é a diferença entre estes.

$$C_e = C_{conv} - (C_{diesel} + C_b) \quad 4.251$$

Além disso, serão determinados o valor presente líquido (VPL), na equação 4.252, o qual considera os fluxos de caixa do sistema no tempo presente somado ao custo do investimento e o tempo de retorno (TR), na equação 4.253, que indica a quantidade de anos necessária para que a economia supere o investimento inicial. Dessa forma, é possível avaliar se a economia resultante da instalação do novo sistema é maior do que o valor de investimento inicial e do que os custos de operação e manutenção.

$$VPL = \frac{U((1+i)^n - 1)}{i(1+i)^n} \quad 4.252$$

Em que U é o lucro anual previsto, i taxa mínima atrativa e n o número de anos da vida útil do equipamento.

$$TR = \frac{\text{investimento}}{\text{lucro}} \quad 4.253$$

CAPÍTULO V

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos por meio das análises energética, exergética e exergoeconômica detalhadas na metodologia, bem como os parâmetros de entrada adotados para a simulação computacional realizada pelos softwares EES (*Engineering Equation Solver*) e Excel.

5.1 ANÁLISE ENERGÉTICA

Os dados desta análise foram fracionados de acordo com os volumes de controle (A, B e C) definidos no Capítulo IV. Primeiramente, as propriedades termodinâmicas relativas a cada ponto do sistema foram obtidas. As propriedades do volume de controle A (Figura 4.7) são demonstradas na tabela 5.1. A tabela 5.2 contém as propriedades do volume de controle B (Figura 4.8). Na tabela 5.3, estão as propriedades termodinâmicas do volume de controle C (Figura 4.9).

Para cada volume de controle, foram determinados dados de entrada baseados na literatura. Nas figuras 5.1, 5.2 e 5.3, demonstra-se quais foram esses dados.

Tabela 5.1 - Propriedades termodinâmicas do volume de controle A (sistema de triggeração).

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	0,318	530,0	595,3	1,087
2	0,318	200,0	198,8	0,490
3	0,318	120,0	106,9	0,291
4	0,318	65,0	44,69	0,132
5	5,090	90,0	377,2	1,193
6	5,847	90,6	379,7	1,2
7	5,847	85,0	356,2	1,135
8	5,847	85,0	356,2	1,135
9	0,757	85,0	356,2	1,135
10	5,090	85,0	356,2	1,135
11	5,090	80,0	335,2	1,076
12	0,144	25,0	105,1	0,368
13	0,144	60,0	251,5	0,832
14	1,697	25,0	105,1	0,368
15	1,697	40,0	167,9	0,573
16	0,012	25,0	-	-

A vazão mássica do ponto 1, é equivalente à vazão mássica dos gases de exaustão, obtida por meio da soma entre a vazão do ar admitida pelo motor (\dot{m}_{16}) e do combustível. Esses dados foram obtidos do catálogo do fabricante do grupo moto-gerador MWM (2017). Já a vazão mássica do ponto 5, foi obtida através da quantidade de calor rejeitada pela queima do combustível para o arrefecimento.

As temperaturas dos pontos 1, 2, 6 e 7 foram adotadas com base nos catálogos de chiller de absorção da Thermax (linha Cogenie para o chiller de simples efeito e linha Trigenie para o chiller de duplo efeito). As temperaturas dos pontos 3 e 4 foram adotadas para a melhor aproveitamento do calor disponível dos gases de exaustão para os trocadores de calor. As temperaturas 5 e 11 são obtidas pelo catálogo do fabricante do MCI (MWM, 2017). A temperatura 13 foi estimada com base nas necessidades de água quente para cozinha do resort e a 15 com base nas do banheiro.

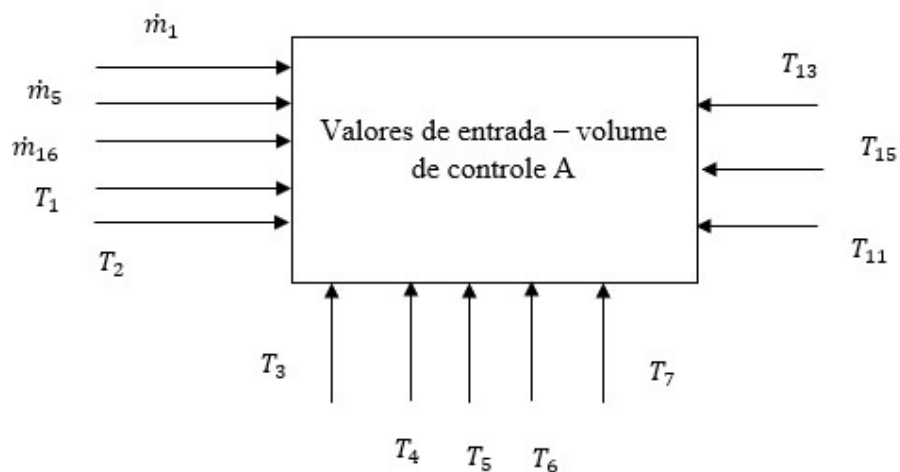


Figura 5.1 – Dados adotados para a simulação computacional do sistema de trigeração (volume de controle A).

Tabela 5.2 - Propriedades Termodinâmicas do Volume de Controle B (chiller de absorção de simples efeito).

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Concentração (%)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	0,660	34,0	0,96	56,40	87,82	0,199
2	0,660	34,0	6,34	56,40	87,82	0,199
3	0,660	62,0	6,34	56,40	143,9	0,374
4	0,620	83,0	6,34	60,11	200,8	0,468
5	0,620	46,9	6,34	60,11	131,7	0,263
6	0,620	46,4	0,96	60,11	131,7	0,260
7	0,041	80,8	6,34		2651	8,558
8	0,041	37,2	6,34		155,7	0,534
9	0,041	6,4	0,965		155,7	0,558
10	0,041	6,4	0,965		2512	8,987
11	5,847	90,6			379,7	1,2
12	5,847	85,0			356,2	1,135
13	7,796	29,6			124,3	0,432
14	7,796	33,5			140,5	0,485
15	7,796	33,5			140,5	0,485
16	7,796	36,6			153,5	0,527
17	4,172	12,2			51,3	0,184
18	4,172	6,7			28,26	0,102

Os valores da pressão da solução e do refrigerante (P_1 e P_2), bem como as concentrações das soluções (x_1 e x_2) e as temperaturas dos pontos 1, 3, 4 e 7, foram determinados com base na literatura (Bereche, 2007; Ochoa, 2010; Kaynakli et al, 2015; Patel et al, 2016; Herold *et al*, 2016). As temperaturas dos pontos 17 e 18, referentes à água gelada, e dos pontos 13 e 16, referentes à água de condensação, foram especificadas a partir do catálogo da Thermax (2018). O COP, no valor de 0,7, também foi retirado do catálogo da Thermax (2018).

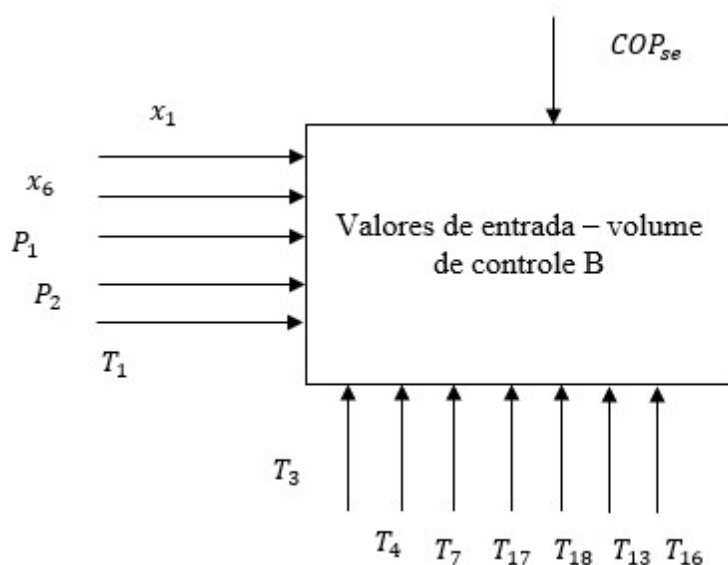


Figura 5.2 – Dados adotados para a simulação computacional do chiller de simples efeito (volume de controle B).

Analogamente aos dados no volume de controle B, no volume de controle C, as pressões (P_1 , P_2 e P_{14}), as concentrações (x_1 , x_6 e x_{14}) e as temperaturas dos pontos 13, 14 e 17 foram obtidos com base na literatura (Bereche, 2007; Herold *et al.*, 2016). As temperaturas dos pontos 27 e 28, referentes à água gelada, e dos pontos 23 e 26, referentes à água de condensação foram determinadas com base no catálogo da Thermax (2018), bem como o COP, com o valor de 1,3.

Tabela 5.3 - Propriedades Termodinâmicas do Volume de controle C (Chiller de absorção de duplo efeito).

Ponto	Temperatura (°C)	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (kPa)	Concentração (%)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	35,3	0,837	0,873	55,41	86,31	0,212
2	35,3	0,837	4,984	55,41	86,31	0,212
3	61,9	0,837	4,984	55,41	140,6	0,381
4	76,8	0,768	4,984	60,56	191	0,431
5	45,6	0,768	4,984	60,56	131,8	0,254
6	45,6	0,768	0,873	60,56	131,8	0,254
7	78,5	0,034	4,984		2647	8,657
8	32,8	0,069	4,984		137,5	0,475
9	5,0	0,069	0,873		137,5	0,495
10	5,0	0,069	0,873		2510	9,023
11	115,7	0,837	4,984	55,41	253,7	0,693
12	115,7	0,837	77,02	55,41	259,6	0,693
13	118,5	0,837	77,02	55,41	259,6	0,708
14	139,0	0,801	77,02	57,88	306,9	0,784
15	81,6	0,801	77,02	57,88	188,8	0,477
16	72,28	0,801	4,984	57,88	188,8	0,424
17	130,0	0,036	77,02	55,41	2738	7,641
18	90,9	0,036	77,02	55,41	380,7	1,203
19	32,8	0,036	4,984		380,7	1,270
20	32,8	0,069			1479	4,858
21	530,0	0,318			595,3	1,087
22	200,0	0,318			198,8	0,490
23	29,7	13,550			124,6	0,433
24	33,3	13,550			139,5	0,482
25	33,3	13,550			139,5	0,482
26	34,9	13,550			146,3	0,504
27	12,0	7,857			50,55	0,181
28	7,0	7,857			29,61	0,107

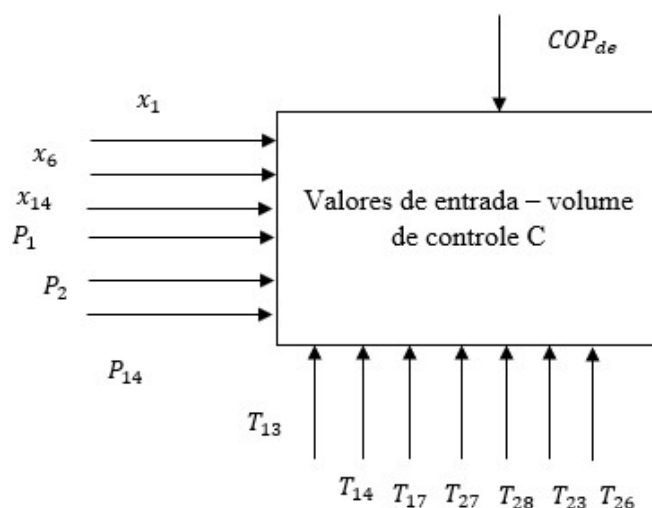


Figura 5.3 – Dados de entrada para o volume de controle C.

Com as propriedades termodinâmicas calculadas, foi possível realizar o balanço de energia de cada componente do sistema (Tabela 5.4)

Tabela 5.4 - Taxas de transferência de calor dos trocadores de calor do sistema de trituração em estudo.

Equipamento	\dot{Q} (kW)
Trocador de calor de água quente I	21,08
Trocador de calor de água quente II	106,60
Trocador de calor dos gases de exaustão com água de arrefecimento	30,66
Absorvedor SE	126,00
Evaporador SE	96,05
Gerador de vapor SE	137,20
Condensador SE	101,70
Trocador de calor intermediário	37,02
Absorvedor DE	202,90
Evaporador DE	164,40
Gerador de vapor de alta pressão DE	126,50
Gerador de vapor de baixa pressão DE	84,23
Condensador DE	92,94
Trocador de calor I DE	45,43
Trocador de calor II DE	94,68

A energia requerida para acionar os dois chillers de absorção é a soma das taxas de transferência de calor do gerador de vapor de simples efeito e do gerador de vapor de alta pressão, totalizando assim 263,7 kW, sendo 126,5 kW fornecidos pelos gases de exaustão do MCI e 137,2 kW pela água de arrefecimento do MCI. É interessante observar que o calor disponibilizado pelos gases de exaustão é em torno de 10 kW menor do que o calor disponibilizado pela água de arrefecimento, apesar do nível de temperatura deste fluido ser bem inferior. Isso ocorre devido à vazão mássica dos fluidos que influencia diretamente na taxa de transferência de calor. Enquanto a vazão mássica dos gases de exaustão é do valor de 0,318 kg/s, a da água de arrefecimento é 5,09 kg/s. Como o COP do chiller de duplo efeito é superior ao do de simples efeito, mesmo com uma quantidade de calor disponibilizada menor, o chiller de duplo efeito garante uma maior carga térmica.

A carga térmica oferecida pelo chiller de simples efeito é 96,05 kW e pelo de duplo é 164,4 kW, de modo que a potência frigorígena total do sistema é 260,45 kW. A carga térmica atual total de todo o hotel é 288 kW. Para que o sistema seja viável técnica e economicamente, foi determinado que, no tocante à demanda de frio, apenas os quartos do resort seriam atendidos pela trigeração. Como a demanda dos quartos é 197 kW, os chillers tem a capacidade de produzir água gelada para os dormitórios e para termoacumulação, de modo que a água gelada seria armazenada para ser utilizada posteriormente, sem que os chillers estejam em funcionamento.

Em relação aos trocadores de calor para água quente, é interessante notar que o I, responsável por atender às necessidades da cozinha, possui uma transferência de calor menor do que o II, que atende aos banheiros, apesar do nível de temperatura do trocador I ser superior (60°C) ao do II (40°C). Isso ocorre porque a vazão mássica da água direcionada ao trocador II (1,697 kg/s) é muito superior do que ao trocador I (0,1437 kg/s), visto que a necessidade de água quente para banho é maior do que para cozinhas alimentos. A água quente produzida por esses dois trocadores seria armazenada em tanques de estocagem para posterior utilização, de acordo com a necessidade.

Na figura 5.4, observa-se que a relação entre a taxas de transferência de calor do gerador do chiller de duplo efeito e entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão é proporcional. Isso ocorre porque quanto maior esta temperatura, maior é a quantidade de calor disponível no gerador. Uma variação proporcional também é observada entre esta temperatura e a taxa de transferência de calor do evaporador, pois como estas duas taxas de

transferência de calor estão relacionadas ao COP e este, para um chiller de duplo efeito, é maior do que um, quanto maior o calor disponibilizado no gerador, maior a carga térmica produzida pelo evaporador.

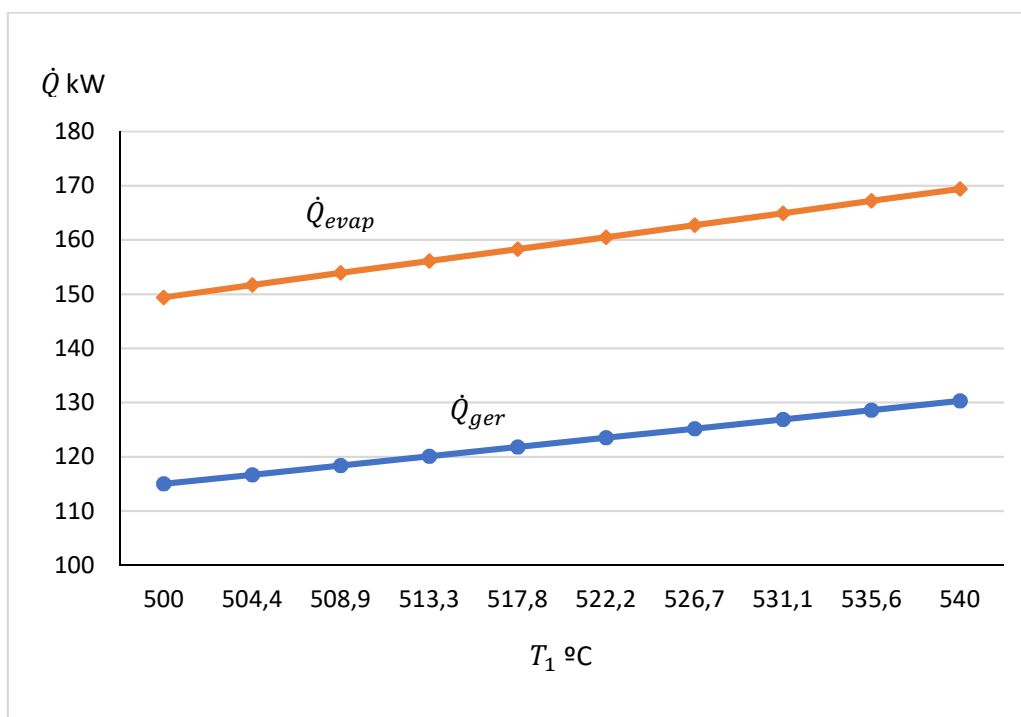


Figura 5.4 - Variação entre o calor disponível para o gerador de alta pressão do chiller de duplo efeito e da taxa de transferência de calor no evaporador para a água gelada e entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão no chiller.

No entanto, o fabricante do motor estipula uma temperatura máxima dos gases de descarga, visto que, se este valor for muito alto, causará danos às peças. Tendo isso em vista, como no catálogo do fabricante, esta temperatura máxima é 540°C, foi adotada a temperatura de 530°C, para que assim, haja maior fornecimento de calor para o chiller, mas considerando uma segurança de 10°C da temperatura máxima.

Na figura 5.5, verifica-se que quanto maior a vazão mássica da água de arrefecimento, maior é a carga térmica produzida pelo chiller de absorção de simples efeito. Isso ocorre devido à variação da carga de operação do MCI. Se o MCI opera com 100% da

carga, mais calor é produzido e uma maior vazão de água de arrefecimento é requerida pelo motor. Se o equipamento operar com 75% da carga uma menor vazão é solicitada.

Dessa forma, quanto maior a carga do MCI, maior o calor gerado e maior será a vazão de água de arrefecimento. No chiller de simples efeito, esta água quente é a fonte de calor do gerador. Por conseguinte, à medida que aumenta esta vazão mássica, maior será a quantidade de calor disponibilizada e maior será a taxa de transferência de calor para a água gelada no evaporador.

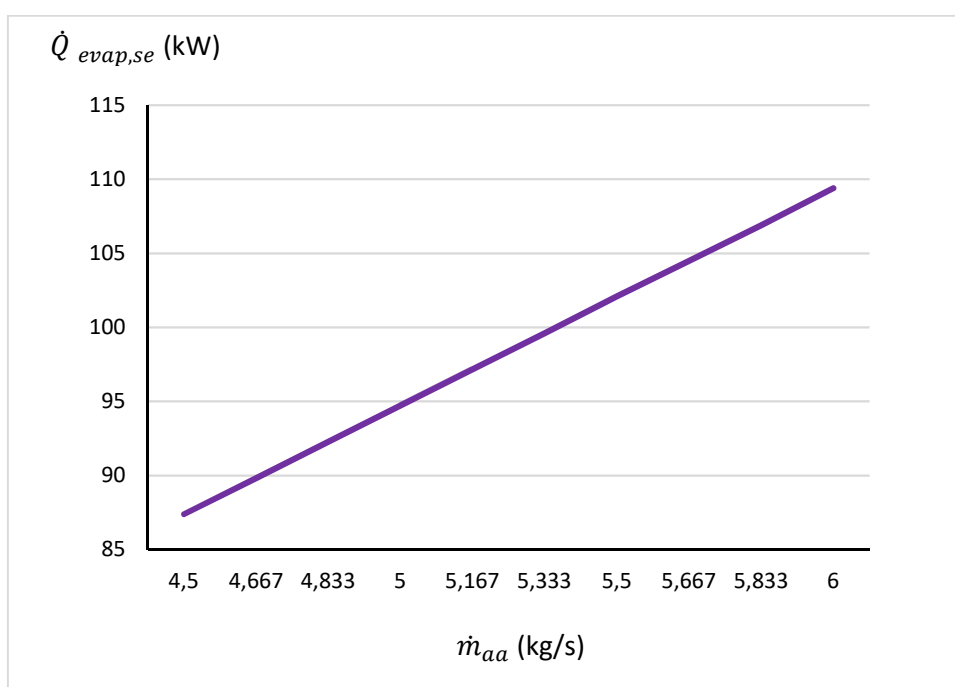


Figura 5.5 - Variação entre a taxa de transferência no evaporador do chiller de simples efeito e entre a vazão mássica da água de arrefecimento do MCI.

Na figura 5.6, observa-se uma relação semelhante à analisada na figura 5.5. A vazão mássica dos gases de exaustão também é variada de acordo com a carga do MCI. Do mesmo modo, quanto maior a vazão mássica dos gases de exaustão, fonte de calor do gerador de alta pressão do chiller de duplo efeito, maior é o calor fornecido ao gerador, resultando assim, em mais calor transferido no evaporador.

Os dois gráficos da figura 5.5 e 5.6 asseguram que, se o resort em estudo não necessitar da carga térmica total oferecida pelo sistema, basta diminuir a carga de operação do MCI para que as demandas térmicas sejam ajustadas.

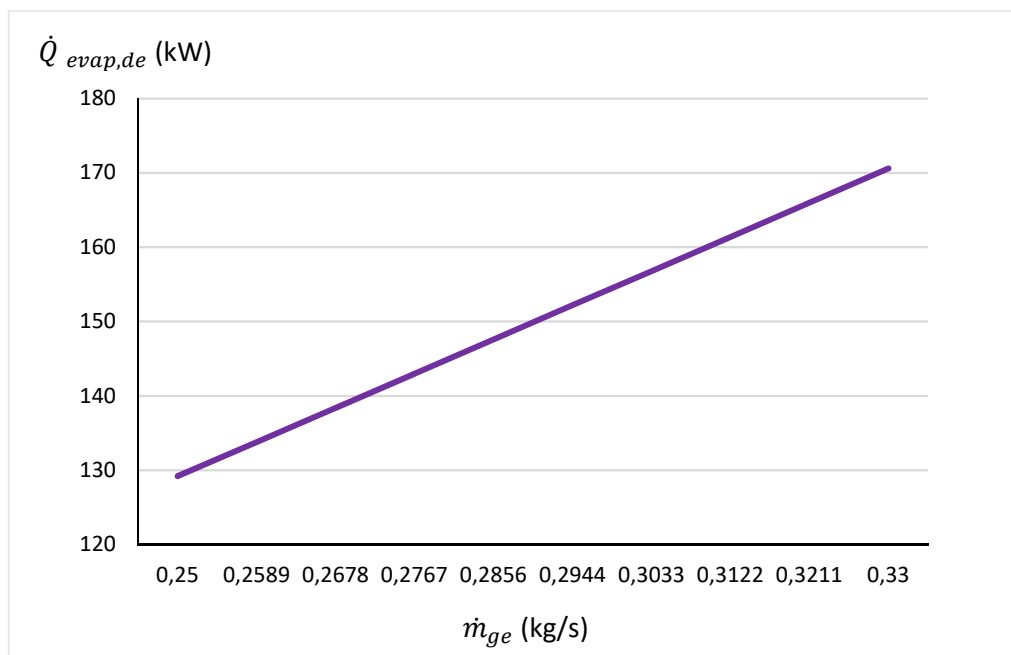


Figura 5.6 - Relação entre a taxa de transferência de calor no evaporador do chiller de duplo efeito e a vazão mássica dos gases de exaustão.

A análise global de eficiência do sistema de trigeração é analisada de acordo com o Fator de Utilização de Energia (FUE) que considera a quantidade de energia útil produzida e o quanto foi consumido. A energia útil para o sistema simples, apenas do grupo moto gerador, é a potência elétrica obtida. Para o sistema de trigeração, é a potência elétrica somada as taxas de transferência de calor para a água gelada nos dois chillers e para a água quente nos dois trocadores de calor. A energia consumida nos dois casos é a energia total do combustível liberada na combustão. Na tabela 5.5, está demonstrada a comparação do FUE do sistema simples e do com trigeração.

Tabela 5.5 - Comparação do Fator de Utilização de Energia para o grupo motogerador.

Sistema	FUE
Simples	27,0%
Trigeração	81,6%

Observou-se que a quantidade de energia produzida a partir do combustível no MCI do gerador elétrico do resort é apenas 27%. Esse valor aumenta em 3 vezes quando o sistema de trigeração é empregado. Isso demonstra o quanto a energia é melhor aproveitada na trigeração e o quanto de energia útil se perde em sistemas simples.

Dessa forma, do ponto de vista energético, o sistema de trigeração é viável. Assim, é essencial analisar seu custo de operação, manutenção e instalação para que a viabilidade econômica do empreendimento seja atestada.

5.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

Primeiramente, foram definidos os valores das exergias específicas físicas e químicas de cada ponto do sistema, bem como sua exergia total. Na tabela 5.6, pode-se observar exergias do volume de controle A.

As exergias físicas dos pontos 12 e 14 são negativas porque suas propriedades estão a um valor mais baixo do que o estado de referência. Nota-se que a exergia química da água é a equivalente em todos os estados. Essa situação se repete também para os gases de exaustão. Isso ocorre porque a concentração dos elementos permanece a mesma apesar das mudanças de temperatura.

Na tabela 5.7, são mostradas as exergias dos pontos do volume de controle B. Observa-se que a exergia química da solução água-brometo de lítio se repete nos pontos em que a concentração da solução é igual. Na tabela 5.8, na qual são apresentadas as exergias do volume de controle C, é verificado a mesma relação do B (Tabela 5.7).

Tabela 5.6 – Valores das exergias físicas, químicas e totais calculados para os pontos do volume de controle A (sistema de trigeriação).

Ponto	Exergia física (kJ/kg)	Exergia Química (kJ/kg)	Exergia específica total (kJ/kg)	Exergia Total (kW)
1	271,3	47,36	318,70	101,30
2	52,55	47,36	99,91	31,77
3	20,00	47,36	67,36	21,42
4	5,41	47,36	52,78	16,78
5	26,11	49,96	76,07	387,2
6	26,56	49,96	76,52	447,40
7	22,44	49,96	72,40	423,40
8	22,44	49,96	72,40	423,40
9	22,44	49,96	72,40	54,83
10	22,44	49,96	72,40	368,50
11	19,03	49,96	68,99	351,20
12	-0,098	49,96	49,86	7,17
13	7,99	49,96	57,96	8,33
14	-0,098	49,96	49,86	84,60
15	1,48	49,96	51,44	87,28
16	-	-	-	545,71
17	25,39		75,35	440,60

Tabela 5.7 – Valores das exergias físicas, químicas e totais calculados para os pontos do Volume de controle B (Chiller de simples efeito).

Ponto	Exergia física (kJ/kg)	Exergia Química (kJ/kg)	Exergia específica total (kJ/kg)	Exergia Total (kW)
1	30,54	540,80	571,30	377,3
2	30,54	540,80	571,30	377,3
3	34,45	540,80	575,30	379,9
4	63,29	575,80	639,10	396,0
5	55,18	575,80	631,00	391,0
6	56,17	575,80	632,00	391,6
7	105,20	49,96	155,10	6,3
8	0,94	49,96	50,90	2,1
9	-6,08	49,96	43,88	1,8
10	-161,20	49,96	-111,20	-4,5
11	26,56	49,96	76,52	447,4
12	22,44	49,96	72,40	423,4
13	0,064	49,96	50,02	390,0
14	0,423	49,96	50,38	392,8
15	0,423	49,96	50,38	392,8
16	0,857	49,96	50,82	396,1
17	1,052	49,96	51,01	212,8
18	2,306	49,96	52,27	218,1

Constatou-se também que quanto maior a concentração da solução, maior é sua exergia química. Como a exergia química da água permanece constante, em um componente onde só houver fluxo desta substância, dentre os quais o evaporador, o condensador e os demais trocadores de calor para água quente, o cálculo da exergia química não vai resultar em nenhuma diferença no balanço exergético que contém apenas exergia física.

Já nos equipamentos nos quais os fluxos de substâncias distintas ou de concentrações distintas, o cálculo da exergia química vai gerar resultados diferentes em relação aos balanços exergéticos calculados apenas com exergia física.

Tabela 5.8 – Valores das exergias físicas, químicas e totais calculados para os pontos do Volume de Controle C (Chiller de duplo efeito).

Ponto	Exergia física (kJ/kg)	Exergia Química (kJ/kg)	Exergia específica total (kJ/kg)	Exergia Total (kW)
1	25,08	531,90	557,00	466,3
2	25,08	531,90	557,00	466,3
3	28,90	531,90	560,80	469,5
4	64,45	580,30	644,80	495,1
5	58,20	580,30	638,50	490,3
6	58,14	580,30	638,40	490,2
7	70,21	49,96	120,20	4,0
8	0,32	49,96	50,29	3,5
9	-5,53	49,96	44,43	3,1
10	-176,00	49,96	-126,10	-8,7
11	49,22	531,90	581,10	486,5
12	55,14	531,90	587,00	491,5
13	50,67	531,90	582,60	487,7
14	75,13	554,50	629,60	504,6
15	48,51	554,50	603,00	483,3
16	64,44	554,50	618,90	496,0
17	464,70	49,96	514,70	18,4
18	26,61	49,96	76,57	2,7
19	6,54	49,96	56,50	2,0
20	34,62	49,96	84,58	5,9
21	271,30	47,36	318,70	101,3
22	52,55	47,36	99,91	31,8
23	0,25	49,96	50,21	680,4
24	0,53	49,96	50,49	684,1
25	0,53	49,96	50,48	684,0
26	0,69	49,96	50,65	686,3
27	1,11	49,96	51,07	401,3
28	2,26	49,96	52,22	410,3

Em relação aos valores de irreversibilidade e de eficiência exergética dos três trocadores de calor relativos ao ciclo A (Tabela 5.9), observou-se que o trocador de calor de água quente II, responsável por aquecer a água para os banheiros, possui a maior

irreversibilidade e a menor eficiência exergética. Isso ocorre pois é neste trocador que há o produto com a vazão mássica de maior valor.

Tabela 5.9 - Irreversibilidade e eficiência exergética dos trocadores de calor do Volume de controle A (sistema de trigeriação).

Equipamento	I (kW)	η (%)
Trocador de calor de água quente I	3,48	25,07
Trocador de calor de água quente II	14,69	15,42
Trocador de calor dos gases de exaustão com água de arrefecimento	4,91	52,56

Na tabela 5.10, contempla-se que o componente com maior irreversibilidade e menor eficiência exergética é o absorvedor. Isso acontece neste componente porque o fluxo exergético que entra é bem maior do que o que sai, resultando assim em uma grande quantidade de exergia destruída.

Tabela 5.10 - Irreversibilidade e eficiência exergética dos principais componentes do Volume de Controle B (chiller de absorção de simples efeito).

Equipamento	I (kW)	η (%)
Absorvedor	6,823	28,79
Evaporador	1,089	82,77
Gerador de vapor	1,671	93,06
Condensador	0,861	79,73
Trocador de calor intermediário	2,440	51,44
Sistema	12,884	21,73

Na figura 5.7, pode-se observar quanto a irreversibilidade de cada componente contribui para o total de exergia destruída no sistema. O absorvedor gerou mais da metade de toda a irreversibilidade do chiller de simples efeito.

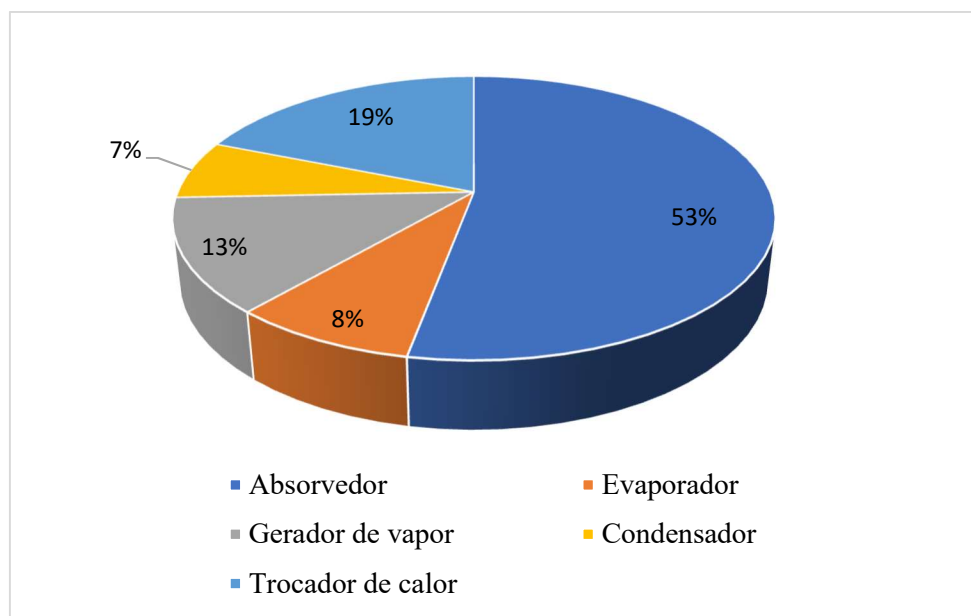


Figura 5.7 - Porcentagem da irreversibilidade dos equipamentos do chiller de absorção de simples efeito.

Na tabela 5.11, constatou-se que o equipamento com a maior irreversibilidade é o gerador de vapor de alta pressão, devido à grande quantidade de energia que é transferida neste componente. Observa-se ainda que o equipamento com a maior exergia destruída não é o que possui menor eficiência exergética. Isso ocorre porque a irreversibilidade é quantificada pela diferença entre a quantidade de exergia que entra e que sai do sistema, enquanto a eficiência exergética é a relação entre a exergia produzida e a exergia gasta no processo. Por exemplo, o gerador de alta pressão possui a maior exergia destruída, ou seja, a maior quantidade de exergia perdida em relação à fornecida. Mas é o gerador de baixa pressão que possui a menor eficiência exergética, pois é este equipamento que gasta mais exergia para produzir uma pequena quantidade.

Tabela 5.11 - Irreversibilidade e eficiência exergética dos principais componentes do Volume de controle C (chiller de absorção de duplo efeito).

Equipamento	I (kW)	η (%)
Absorvedor	11,45	24,78
Evaporador	2,82	76,13
Gerador de vapor de alta	34,28	50,72
Gerador de vapor de baixa	18,04	19,67
Condensador	0,23	91,16
Trocador de calor I	1,60	66,58
Trocador de calor II	4,32	79,77
Sistema	72,73	12,93

Na figura 5.8, notou-se a contribuição percentual da exergia destruída de cada equipamento em relação a todo o sistema. O gerador de alta pressão foi responsável por quase metade da irreversibilidade gerada pelo chiller de duplo efeito.

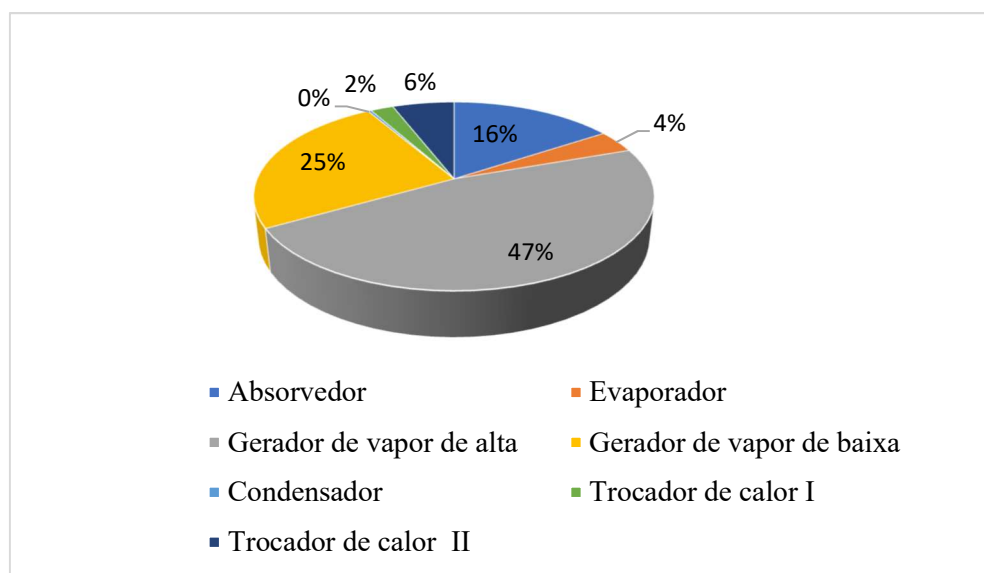


Figura 5.8 - Porcentagem da irreversibilidade dos componentes do chiller de absorção de duplo efeito.

Na figura 5.9, estão mostradas as irreversibilidades dos componentes dos ciclos A, B e C. Verificou-se que o gerador de alta pressão tem um valor de exergia destruída bem superior aos demais componentes e que o condensador do chiller de duplo efeito é o equipamento com o menor valor.

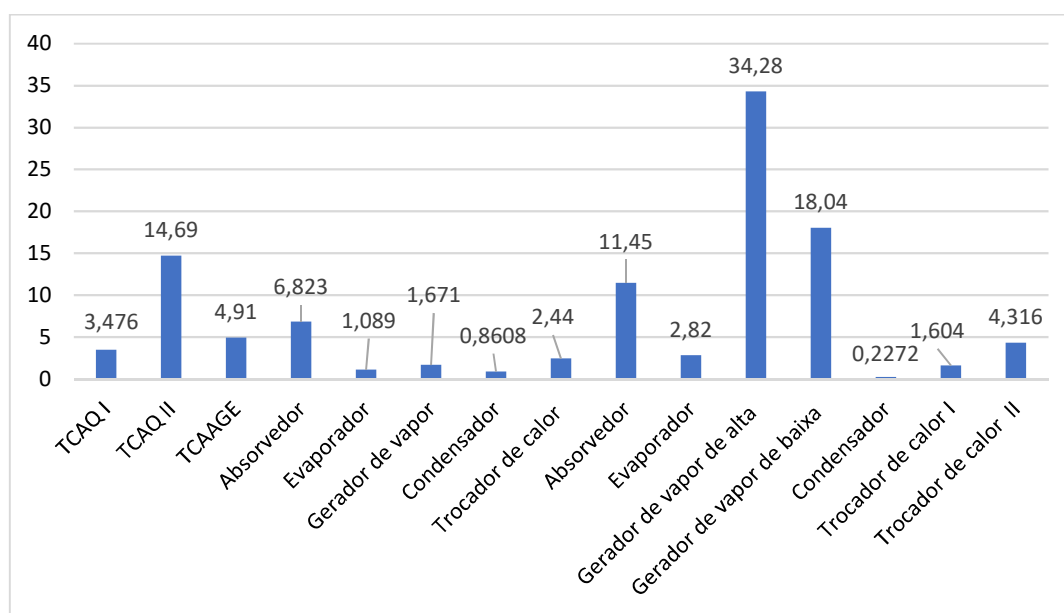


Figura 5.9 - Comparação entre a irreversibilidade dos equipamentos do sistema de trigeração.

No gerador, como a temperatura de saída da solução de água-brometo de lítio é um parâmetro estipulado, é muito utilizado, na literatura, para analisar a sua contribuição no desempenho do componente e de todo o sistema. Em geral, utiliza-se a variação desta temperatura para observar como se comporta o COP do sistema. Porém, como neste trabalho o COP de ambos os chillers foram determinados como parâmetros de entrada, a influência desta temperatura não foi verificada por esta ótica. Portanto, analisou-se a relação entre esta temperatura e a irreversibilidade e a eficiência exergética deste componente nos chillers de simples efeito e de duplo efeito.

Na figura 5.10, foi realizada a comparação para o chiller de simples efeito. Observou-se que quanto maior a temperatura de saída da solução (T_4), menor a irreversibilidade e maior a eficiência exergética. Isso significa que com o aumento do valor

desta temperatura, o equipamento conseguiu aproveitar uma maior quantidade de energia fornecida pela fonte de calor. Na figura 5.11, para o chiller de duplo efeito, verifica-se a mesma relação.

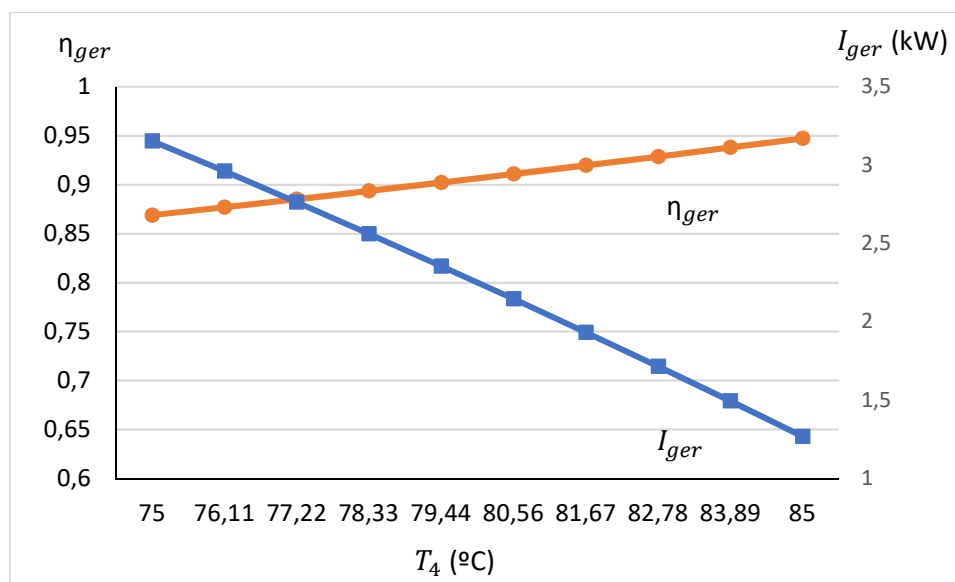


Figura 5.10 - Variação entre a irreversibilidade e a eficiência exergética do gerador do chiller de simples efeito e a temperatura de saída da solução de água-brometo de lítio.

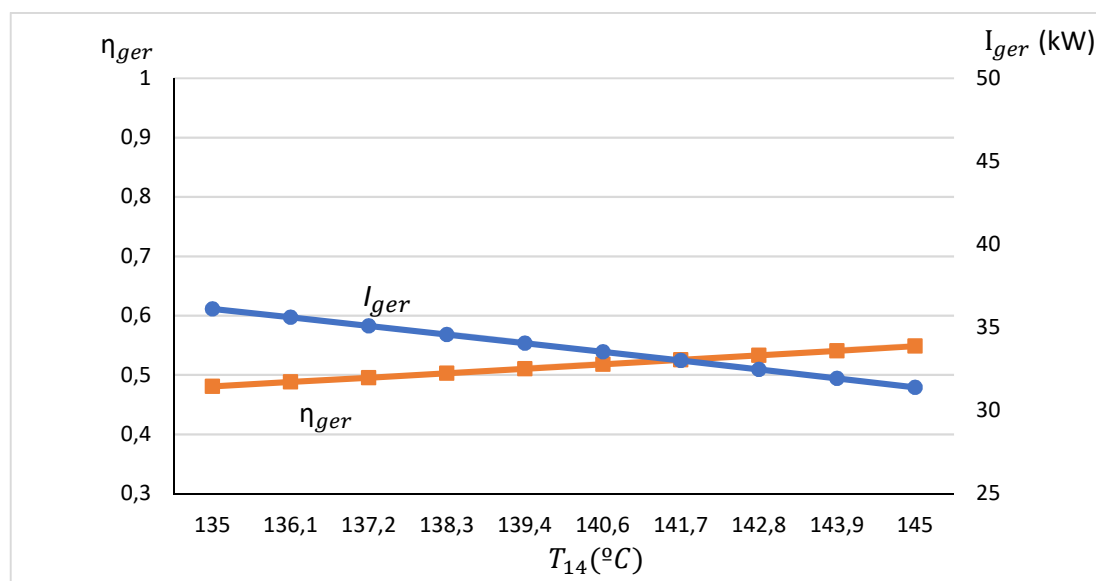


Figura 5.11 - Variação entre a irreversibilidade e a eficiência exergética do gerador de alta pressão e a temperatura de saída da solução de água-brometo de lítio.

5.3 ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA

Nesta análise, serão apresentados e discutidos os custos exergoeconômicos do sistema, também divididos por ciclos. Os dados de entrada para esta análise estão contidos nas tabelas 5.6, 5.7 e 5.8. O valor considerado para o cálculo dos custos é a exergia total de cada ponto.

Na tabela 5.12, são mostradas as taxas de custo (\dot{C}) e os custos médios por unidade de exergia dos pontos do Volume de controle A. Os pontos que tem custo zero (12 e 14), são considerados como água de recirculação, que não possui custo.

Tabela 5.12 - Balanço de custo dos pontos do volume de controle A.

Ponto	\dot{C} (R\$/h)	c (R\$/GJ)
1	230,1	630,9
2	72,15	630,9
3	48,65	630,9
4	38,11	630,9
5	1742	1250
6	2012	1249
7	1904	1249
8	-	-
9	246,7	1250
10	1658	1250
11	1580	1250
12	0	0
13	10,82	360,8
14	0	0
15	78,1	248,6
16	191	97,23
17	1989	1254

Na tabela 5.13, os valores que possuem o custo nulo também são os pontos nos quais o custo de entrada da água é desprezível. Os pontos 6 e 9, fluxos de entrada para o absorvedor e o evaporador, respectivamente, não possuem seus valores calculados pois o volume de controle foi considerado antes das válvulas de expansão.

Tabela 5.13 - Balanço de custo dos pontos do volume de controle B.

Ponto	\dot{C} (R\$/h)	c (R\$/GJ)
1	1588	1169
2	1588	1169
3	1609	1177
4	1677	1176
5	1656	1176
6	-	-
7	41,01	1802
8	13,46	1802
9	-	-
10	-29,4	1802
11	2012	1249
12	1904	1249
13	0	0
14	39,46	27,91
15	0	0
16	28,11	19,71
17	0	0
18	43,62	55,56

Na tabela 5.14, situação semelhante ocorre aos pontos 6, 9, 16 e 19. Os pontos que possuem o custo desprezível são os 23, 25 e 27, que é a entrada da água de condensação no absorvedor, no condensador e da água gelada no evaporador. Observou-se também tanto no ciclo B quanto no C que o ponto 10 tem o valor da taxa de custo negativa. Isso ocorre porque a exergia deste ponto é também negativa, pois este está em uma condição inferior a do estado de referência. Ademais, verificou-se que quanto maior a exergia total do ponto, maior é o custo calculado.

Tabela 5.14 - Balanço de custo dos pontos do volume de controle C.

Ponto	\dot{C} (R\$/h)	c (R\$/GJ)
1	1950	1161
2	1950	1162
3	1970	1166
4	2092	1173
5	2071	1173
6	-	-
7	25,58	1761
8	23,01	1834
9	-	-
10	-57,7	1834
11	2061	1177
12	-	-
13	2061	1174
14	2132	1174
15	2042	1174
16	-	-
17	87,5	1322
18	13,02	1322
19	-	-
20	38,7	1834
21	230,1	630,9
22	72,15	630,9
23	0	0
24	64,69	26,27
25	0	0
26	16,25	6,577
27	0	0
28	81,47	55,16

Na tabela 5.15, são mostrados os resultados de alguns parâmetros calculados por equipamento. A soma do custo monetário de instalação, operação e manutenção (\dot{Z}) e do custo da exergia destruída ($\dot{C}_{ex,d}$) é considerado como o custo total do equipamento. Dessa forma, o componente com o maior valor é o que será mais importante para o sistema (WU, 2017).

Tabela 5.15 – Resultados da análise exergoeconômica dos principais componentes.

Equipamento	Ex_d (kW)	$\dot{C}_{ex,d}$ (R\$/h)	\dot{Z} (R\$/h)	$\dot{C}_{ex,d} + \dot{Z}$ (R\$/h)	c_p (R\$/GJ)	c_r (R\$/GJ)	ξ (%)
Trocador de calor de água quente I	3,477	7,897	0,2791	8,1761	2584	630,9	25,06
Trocador de calor de água quente II	14,62	65,77	0,2791	66,0491	8095	1250	15,49
Trocador de calor dos gases de exaustão com água de arrefecimento	3,55	8,062	0,2791	8,3411	971,6	630,9	65,70
MCI	213,7	129,7	3,349	133,049	269	168,5	63,26
Absorvedor SE	6,968	27,54	0,8038	28,3438	3915	1097	28,67
Evaporador SE	1,02	6,91	0,6799	7,5899	2286	1884	83,86
Gerador de vapor SE	1,578	7,098	0,6564	7,7544	1345	1249	93,43
Condensador SE	0,947	6,137	0,5593	6,6963	2366	1802	77,70
Trocador de calor SE	2,4	10,17	0,3115	10,4815	2295	1176	52,00
Absorvedor DE	11,46	48,27	0,7995	49,0695	4857	1169	24,40
Evaporador DE	3,223	21,25	0,6785	21,9285	2515	1834	73,63
Gerador de vapor de alta DE	34,24	77,76	0,6548	78,4148	1248	630,9	50,76
Gerador de vapor de baixa DE	12,52	59,55	0,6548	60,2048	6665	1322	20,03
Condensador DE	0,986	4,669	0,5599	5,2289	1963	1317	69,99
Trocador de calor I DE	1,6	6,762	0,3131	7,0751	1787	1173	66,67
Trocador de calor II DE	4,3	18,17	0,3131	18,4831	1476	1174	79,81

Observou-se, na tabela 5.16, que é o MCI e o Gerador de vapor a alta pressão que possuem os maiores valores de custo e também de exergia destruída. O gerador de vapor e o evaporador do chiller de absorção de simples efeito possuem as maiores eficiências exergéticas. O valor deste parâmetro possui algumas diferenças em relação ao apresentado nas tabelas 5.9, 5.10 e 5.11 no evaporador e no absorvedor dos chillers de duplo e de simples efeito e no condensador do de duplo efeito. Essa distinção ocorre, pois, os volumes de controle para esses equipamentos são diferentes dos da análise exergética.

O fator exergoeconômico (f_k) e a diferença relativa do custo (r_k) indicam quais componentes podem ser otimizados ou não. Um fator exergoeconômico com um baixo valor demonstra que a eficiência exergética de um equipamento pode ser melhorada, para que sua exergia destruída seja reduzida de um modo que o seu investimento pode aumentar, mas a economia proveniente dessas melhorias vai compensar. Já um fator exergoeconômico com um alto valor sugere o oposto, que os custos de investimentos devem ser reduzidos, visto que as mudanças na eficiência exergética não acarretam em grandes benefícios.

A diferença relativa do custo atesta o quanto houve de aumento no custo médio por unidade de exergia (c) entre o combustível e o produto. Quanto maior o seu valor, maior é o potencial de otimização de custo do componente. Na otimização, busca-se minimizar o valor da diferença relativa e não apenas reduzir o custo do produto. Os valores de diferença relativa e de fator exergoeconômico podem ser visualizados na tabela 5.16.

Tabela 5.16 - Fator exergoeconômico e diferença relativa dos principais componentes.

Equipamento	$f_k(\%)$	$r_k(\%)$
Trocador de calor de água quente I	3,414	309,5
Trocador de calor de água quente II	0,4226	547,8
Trocador de calor dos gases de exaustão com água de arrefecimento	3,346	54,01
MCI	2,517	59,59
Absorvedor SE	2,836	256,8
Evaporador SE	8,958	21,36
Gerador de vapor SE	8,466	7,689
Condensador SE	8,353	31,31
Trocador de calor SE	2,972	95,13
Absorvedor DE	1,629	315,4
Evaporador DE	3,094	24,69
Gerador de vapor de alta DE	0,835	97,84
Gerador de vapor de baixa DE	1,088	404,3
Condensador DE	10,71	49
Trocador de calor I DE	4,426	52,32
Trocador de calor II DE	1,694	25,73

Dessa forma, como o gerador de alta pressão e o MCI que são mais dispendiosos ao sistema, observou-se o valor do fator exergoeconômico destes componentes. Como o valor de ambos é baixo, ambos podem ser otimizados de modo a gerar uma economia para o sistema de trigeriação. Os componentes que possuem um maior valor de diferença relativa, não possuem valor alto de custo.

Observando a diferença relativa do gerador de alta pressão e do MCI, constatou-se que a do gerador é maior, e, portanto, este é o melhor equipamento para ser otimizado para que a eficiência do sistema aumente e o custo diminua. Uma sugestão para a otimização destes componentes é a análise do valor de temperatura. Como alguns valores dessa grandeza foram atribuídos, a otimização poderia ser feita para alcançar uma temperatura de trabalho que resultasse em um aumento na eficiência do sistema.

5.4 ANÁLISE ECONÔMICA

Primeiramente para realizar esta análise, foi elaborado o levantamento do custo total com eletricidade do resort no ano de 2017. Com os dados fornecidos pelo estabelecimento, verificou-se que o consumo de energia elétrica foi de 435858 kWh, totalizando um valor de R\$ 109009,2. As principais fontes de consumo de eletricidade são: os equipamentos de ar condicionado do tipo split, o sistema de iluminação e os equipamentos de cozinha.

Para o funcionamento do sistema de trigeriação, inicialmente pensou-se em 3 horas por dia, que é a duração do horário de ponta. Porém, visando ao menor gasto de combustível, reduziu-se para 2 horas. Desse modo, os chillers de absorção trabalhariam duas horas para atender a demanda de carga térmica solicitada neste horário e o excedente seria direcionado para um tanque de termoacumulação.

Isso seria possível da seguinte maneira: os chillers de absorção atenderiam somente os 48 quartos. Destes, 32 possuem equipamentos de 12000 Btus/h e os outros 16 possuem máquinas de 18000 btus/h, somando uma carga térmica total de 672000 Btus/h (197,09 kW). Estes splits convencionais seriam substituídos por equipamentos hidrônicos, que funcionam com água gelada.

Catálogos de fabricantes foram consultados para que fosse estabelecida a necessidade de água gelada de tais equipamentos. Na tabela 5.17, constam os valores da vazão água gelada para os fancoletes segundo a Carrier.

Tabela 5.17 - Vazão de água gelada para fancoletes (Carrier, 2018).

Capacidade (kW)	Capacidade (Btu/h)	Vazão de água gelada (m ³ /s)
3,52	12000	$1,8 * 10^{-4}$
5,28	18000	$2,2 * 10^{-4}$

Dessa forma, considerando os 48 equipamentos, a necessidade de água gelada seria 33408 kg/h. A vazão de água gelada produzida pelos dois chillers de absorção seria de 43304,4 kg/h. Assim, supondo-se que todos os condicionadores de ar estejam ligados, haveria um excedente de 9896,4 kg/h, ou seja, em duas horas haveria quase 20000 kg de água gelada no tanque de termoacumulação para poder suprir o resort na terceira hora do horário de ponta.

Nestas duas horas de funcionamento, seriam produzidas 12218,4 kg de água quente a 40°C que seriam direcionados para um tanque de estocagem para posterior uso em banheiros. Pelo outro trocador de calor, seriam aquecidos 1034,64 kg de água a 60°C que seriam encaminhados para outro tanque de estocagem para suprir as necessidades da cozinha e assim, reduzir o consumo de equipamentos elétricos.

Para estimar o custo do combustível anual para o funcionamento do sistema de trigerção, analisou-se a taxa de ocupação mensal do resort no ano de 2017. Foi considerado então que o sistema de trigerção seria utilizado quando houvesse pelo menos 50% dos quartos ocupados. Dessa forma, seriam 150 dias no ano que o sistema seria ligado. Assim, sendo 2 horas por dia, totalizaria 300 horas de funcionamento no ano. Com base nos dados do fabricante do motor, em horário de ponta, o motor consome cerca de 52 L/h de diesel, o que geraria o gasto de 15.600 litros de diesel por ano. O custo do litro do diesel considerado

foi R\$ 3,67 por litro, visto que foi a média do litro comprado pelo resort em 2017. Então, o custo anual de combustível para o sistema seria de R\$ 57.252.

Para atestar a viabilidade econômica, é necessário avaliar o custo evitado de utilizar o sistema de trigeração durante o horário de ponta em relação ao uso do sistema convencional. No entanto, é incerto prever o quanto de energia elétrica seria economizado com esse sistema sem uma análise econômica detalhada, que não é o escopo deste estudo.

Desse modo, estimou-se que os condicionadores de ar split, os equipamentos de cozinha e de banheiro e os outros equipamentos ligados no horário de ponta, somariam 70% do custo (R\$ 76.306,44) da energia elétrica. Assim, considerando o custo de R\$ 57.252, seriam economizados um valor de R\$ 19.054,44.

Para completar a análise econômica, foi realizado também o cálculo do payback, que supõe em quanto tempo o valor do investimento seria compensado pela economia gerada pelo sistema de trigeração. Para isso, é necessário definir também um valor de investimento que incluiria não só os equipamentos da trigeração, mas também um chiller de compressão para fornecer água gelada para os quartos fora do horário de ponta, os tanques de termoacumulação e de estocagem de água quente e também os condicionadores de ar hidrônicos (fancoletes) a serem instalados nos quartos.

A tabela 5.18 apresenta os valores estimados para o investimento. Os valores dos chillers de absorção e do de compressão foram estimados, visto que as empresas que comercializam esses equipamentos não divulgam os preços destes para trabalhos acadêmicos. Por conta disso, foi realizada uma aproximação do valor dos chillers com base na literatura (Herrera *et al*, 2014). Apenas para os fancoletes, por se tratar de equipamentos mais fáceis de comercializar, adotou-se dados reais disponibilizados pela Carrier (2018).

O payback calculado foi de 15 anos, um valor bastante elevado. Isso se deve ao valor de investimento ser muito alto. Isso ocorre porque grande parte da instalação de climatização do resort deveria ser substituída. Se fosse considerada uma instalação que já funcionasse com água gelada, não haveria a necessidade de adquirir chiller de compressão, tubulação, bombas e fancoletes, mas apenas os equipamentos relativos à trigeração. Neste cenário, o valor de investimento cairia de R\$ 480.000 para R\$ 160.000, de modo que o payback teria um valor de 5 anos.

Tabela 5.18 - Custo do investimento dos equipamentos do sistema de trigeração.

Equipamento	Custo (R\$)
Chiller de Absorção de Simples efeito	60.000
Chiller de Absorção de Duplo efeito	80.000
Trocadores de Calor	15.000
Fancoletes	120.000
Chiller de compressão	150.000
Tubulações e bombas	55.000
Total	480.000

Outra possibilidade que tornaria o investimento mais atrativo é a implantação da trigeração em um resort que estivesse sendo construído. Desse modo, as instalações já seriam adaptadas para a trigeração, sem a necessidade de modificar todo o sistema. Essas duas opções reduziriam o custo do investimento inicial, o que implicaria na redução do payback da trigeração.

Esse valor, porém, dependeria também da oscilação do preço do combustível, que foi considerado constante, de modo que a economia gerada pelo sistema poderia aumentar ou diminuir ao longo dos anos.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÃO

Este trabalho foi realizado com o objetivo de analisar um sistema de trigeração para o uso da energia para um resort no litoral do Piauí. Um sistema foi obtido e foram efetuadas as análises energética, exergética e exergoeconômica pelo método SPECO.

O sistema de trigeração apresentado contém um grupo motogerador com um motor de combustão interna movido a diesel, o qual já existe no resort, um chiller de absorção de simples e um de duplo efeito e trocadores de calor para aquecimento de água quente. A potência elétrica efetiva do gerador é de 192 kW, a carga térmica fornecida pelos dois chillers é de 260,45 kW, com uma vazão mássica de água gelada de 12,03 kg/s e 127,68 kW para aquecimento de água com 1,84 kg/s de água quente a dois níveis de temperatura, para banheiros e cozinha. Dessa forma, o sistema de trigeração alcançou um Fator de Utilização de Energia (FUE) de 81,6%, enquanto o convencional possui apenas 27%. Percebeu-se que, do ponto de vista energético, o sistema de trigeração é viável e de fato promove uma maximização da utilização da energia.

Em termos exergéticos, verificou-se o bom desempenho de cada equipamento, sendo o MCI e o gerador de vapor de alta pressão do chiller de duplo efeito as maiores fontes de exergia destruída do sistema. O evaporador do chiller de simples efeito foi o componente que apresentou a melhor eficiência exergética. Constatou-se também que a exergia química possui grande impacto nos cálculos exergéticos e exergoeconômicos, principalmente nos equipamentos nos quais ocorriam a mudança de concentração da solução água-brometo de lítio, como absorvedor, condensador e gerador de vapor.

Na análise exergoeconômica, observou-se que os equipamentos que possuem maior parcela do custo total da instalação, incluído custo monetário e o custo da exergia destruída

é o MCI e o gerador de vapor de alta pressão. Por conta disso, são considerados os componentes mais importantes do sistema. Como ambos possuem um fator exergoeconômico baixo, sugere-se que estes equipamentos possam ser otimizados para que, apesar do aumento no custo de instalação, haja uma economia posterior na operação do sistema, visto que a eficiência dos componentes aumentará.

Ademais, foi realizada uma análise econômica para avaliar se o sistema de trigeração implicaria em custos de operação maior do que o sistema atual. Verificou-se que o custo do combustível anual para que o sistema funcionasse no horário de ponta (apenas duas horas) seria de R\$ 57.252, um custo menor do que o da eletricidade. Porém, dependendo do custo de investimento, o payback do sistema seria de 10 a 15 anos. Por conta disso, uma análise econômica mais detalhada deveria ser feita para atestar o retorno financeiro deste sistema de trigeração no resort.

O sistema de trigeração apresentado para as condições de trabalho do resort atendeu de forma satisfatória as necessidades térmicas do empreendimento, com um bom desempenho energético e exergético. A análise exergoeconômica demonstrou-se eficaz para evidenciar os equipamentos que necessitam ser otimizados para o aumento da eficiência e a redução de custos do sistema e a econômica confirmou que a trigeração geraria menos custos do que o sistema atual do resort.

Sugestões para trabalhos futuros

Para a continuidade deste trabalho, sugere-se os seguintes estudos:

- Análise exergoeconômica por outros métodos, como o TCE (Teoria do Custo Exergético) e a Teoria Estrutural;
- Otimização do sistema proposto neste trabalho;
- Análise exergoambiental, para averiguar se o sistema resultaria em uma melhoria do impacto ambiental causado pelas instalações do resort;
- Proposição de uma nova configuração de trigeração para que seja avaliada a minimização dos custos de instalação e operação do sistema.

REFERÊNCIAS

- ABESCO, 2017. Brasil gasta cada vez mais energia para crescimento da economia. Disponível em < <http://www.abesco.com.br/pt/novidade/brasil-gasta-cada-vez-mais-energia-para-crescimento-da-economia/>>
- Agência Internacional de Energia, 2017. Energy Efficiency. Disponível em < <https://www.iea.org/efficiency2017/#section-6-1>>.
- Alugagera Locação de Equipamentos, 2017. Diferença entre motores do ciclo otto e ciclo diesel. Disponível em < <https://alugagera.com.br/noticias/diferencas-entre-motores-do-ciclo-otto-e-ciclo-diesel>>.
- ARTEAGA, J.A.F., 2010. *Análise energética e exergética de um sistema de cogeração com motores de combustão interna*. Dissertação de M.Sc., Unicamp, Campinas, SP, Brasil.
- BALLI, O., ARAS, H. and HEPBASLI, A., 2010. “Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part I – Methodology”. *Energy Conversion and Management*, v. 51, n. 11, pp. 2252-2259.
- BARJA, G. de J. A., 2006. *A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico*. Dissertação de M.Sc., UnB, Brasília, DF, Brasil.
- BERECHE, R.P., 2007. *Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural*. Dissertação de M.Sc. UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.
- BONA, F. S. de. RUPPERT FILHO, E., 2004. “Modelo para a simulação de uma microturbina.” In *Proceedings of the 5th Encontro de Energia no Meio Rural*, Campinas.
- BROFMAN, E.G., 2014. *Estudo de cogeração em hotéis*. Dissertação de M.Sc., UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.
- CARPIO, R. C. LEMOS, L. de S. RUFINO JUNIOR, C.A., et al. 2015. “Análise teórica da recuperação de calor para geração de energia em indústrias de cimento e cal utilizando o Ciclo de Rankine Orgânico.” *ForSci.: r. cient. IFMG campus Formiga*, Formiga, v. 3, n. 1, pp. 18-30.

- CARRIER, 2018. Manual Fancoil 40HP. Disponível em <
http://cdn.carrierdobrasil.com.br/downloads_docs/12ffa-CC-C-FANCOLETES-E-05.14--view-.pdf>
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- ÇENGEL, Y.; BOLES, M., 2006. *Termodinâmica*. 5ª ed. São Paulo, McGraw-Hill.
- CERQUEIRA, S. A. A. G., 1999. “Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas,” Tese de D.Sc., Unicamp, Campinas, SP, Brasil.
- CHITSAZ, A., MEHR, A.S. AND MAHMOUDI, S.M.S., 2015. “Exergoeconomic analysis of a trigeneration system driven by a solid oxide fuel cell”. *Energy Conversion and Management*, v. 106, pp. 921-931.
- CLIMAESPACO, 2017. A Rede de Frio e Calor. Disponível em <
http://www.climaespaco.pt/duplo_rede.htm>
- COGEN Portugal, 2011. Cogeração. Disponível em< <http://www.cogenportugal.com/ficheirosupload/BrochuraCogeraç~{a}o.pdf>>
- COHEN, H.; ROGERS, G.F.C.; SARAVANAMUTTOO, H.I.H., 1987. Gas Turbine Theory. Essex, Longman.
- CORDEIRO, M.C.L., 2018. *Avaliação termodinâmica, exergoeconômica e exergoambiental de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série utilizando o par água-brometo de lítio*. Tese de D.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- COUTO, A.F. da R., 2015. *Estudo de viabilidade de sistema de autoconsumo industrial com cogeração*. Dissertação de M.Sc., Universidade de Porto, Porto, Portugal.
- CRUZ, D. da R. *Estudo da viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água utilizando rejeito térmico*. Dissertação de M.Sc. - Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2015.
- ELIAS, J.R., 2008. Relatório de apresentação da empresa Areva Koblitz. Disponível em <
<https://pt.slideshare.net/loracruz/biomassa-energtica-plantaes-florestais-biocombustveis-segurana-alimentar-e-novas-tecnologias-a-partir-da-biomassa-florestal-por-jorge-elias-gerente-de-vendas-da-areva-koblitz>>
- Empresa de Pesquisa Energética, 2017. Balanço Energético Nacional. Disponível em <
<http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Balanco-Energetico-Nacional-2017>>
- ERMEL, A.P.C., ERMEL, C., MATOS, E.P. de, *et al.*, 2017. “Estudo de viabilidade técnica, econômica e ambiental da cogeração de energia em um hotel de pequeno porte.” *PERSPECTIVA, Erechim*. v. 41, n.154, pp. 97-110.
- FARSHI, L.G., MAHMOUDI, S.M.S., ROSEN, M.A., YARI, M., AND AMIDPOUR, M., 2013. “Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, Pages 13-25.

- GAO, H., 2012. "Performance analysis and working fluid selection of a supercritical organic rankine cycle for low grade waste heat recovery." *Energies*, v. 5, pp. 3233-3247.
- HEROLD, K.E., RADERMACHER, R. AND KLEIN, S.A., 2016. Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press, Boca Raton, 2nd edition.
- HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. Absorption Chillers and Heat Pumps. 2^a ed: Boca Raton, 2016.
- HERRERA, M.D.M., ARRIETA, F.R.P., SODRÉ, J.R., 2014. "Thermoeconomic assessment of an absorption refrigeration and hydrogen-fueled diesel power generator cogeneration system". *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 39, n. 9, pp. 4590-4599.
- KAVVADIAS, K.C., TOSIOS, A.P., MAROULIS, Z.B., 2010. "Design of a combined heating, cooling and power system: Sizing, operation strategy selection and parametric analysis". *Energy Conversion and Management*, v. 51, n. 4, pp. 833-845.
- KAYNAKLI, O., SAKA, K., KAYNAKLI, F., 2015. "Energy and exergy analysis of a double effect absorption refrigeration system based on different heat sources." *Energy Conversion and Management*, v. 106, pp. 21-30.
- KHALJANI, M., SARAY, R.K. AND BAHLOULI, K., 2015, "Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle". *Energy Conversion and Management*, Vol.97, pp. 154-165.
- KIM, D.S., FERREIRA C.A.I., 2006. "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions". *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 1, pp. 36-46.
- KORDLAR, M.A., MAHMOUDI, S.M.S., 2017. "Exergoeconomic analysis and optimization of a novel cogeneration system producing power and refrigeration." *Energy Conversion and Management*, v. 134, pp. 208-220.
- KOTAS, T. J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Anchor Brendon Ltd London, 1995.
- LAZZARETTO, A. and TSATSARONIS, G., 2006, "SPECO: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems", *Energy*, v. 31, n. 8-9, pp. 1257-1289.
- LEITE, A.L.F., 2016. *Estudo da viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção para a climatização de um shopping em Teresina – PI*. Monografia, UFPI, Teresina, PI, Brasil.
- LOURENÇO, A.B., 2016. *Uma Abordagem Termoeconômica Sistemática Para Modelagem De Ciclos Termodinâmicos*. Tese de D.Sc., UFABC, Santo André, SP, Brasil.
- LOURENÇO, A. B., 2012. *Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o Tratamento de Equipamentos Dissipativos*. Dissertação de M.Sc., UFES, Vitória, ES, Brasil.

- MARQUES, A. da S., 2005. *Análise termoeconômica de um sistema de refrigeração automotivo por absorção*. Dissertação de M.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- MARQUES, A. da S., 2018. *Avaliação exergoeconômica e ambiental de uma unidade de micro-trigeração*. Tese de D.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- MARTINELLI JÚNIOR L. C., 2008. *Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus*. Tese de D.Sc. UNESP, Guaratinguetá, SP, Brasil.
- MARTINS, J., 2006. *Motores de combustão interna*. 2. ed. Porto, Portugal: Publindústria, Produção de Comunicação, Lda.
- MASSAGUÉS, L., RODRÍGUEZ, J. BRUNO, J. C. *et al.*, 2005. “Estudio comparativo de una instalación de trigeneración con microturbina de gas y un sistema convencional con bomba de calor en un complejo hotelero.” Disponível em <https://www.researchgate.net/publication/268180319_Estudio_comparativo_de_una_instalacion_de_trigeneracion_con_microturbina_de_gas_y_un_sistema_convencional_con_bomba_de_calor_en_un_complejo_hotelero>
- MEDEIROS NETO, J.L. de., 2018. *Análise comparativa das metodologias de estudo exergoeconômico para um sistema de refrigeração por absorção de vapor de duplo efeito*. Dissertação de M.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- MENDONÇA, A.L.Z.L.G., 2017. *Avaliação energética e econômica de um ciclo de refrigeração por absorção aplicado a hotéis*. Dissertação de M.Sc., USP, São Paulo, SP, Brasil.
- MEZAROBA, M., 2016. Processamento da Energia de biocombustíveis. Disponível em <http://www.joinville.udesc.br/portal/professores/mezaroba/materiais/Aula_10_Slides_Processamento_de_energia_de_biocombust_veis.pdf>
- MOHAMMADI, A., AHMADI, M.H. AND BIDI, M., 2017, “Exergy analysis of a combined cooling, heating and power system integrate with wind turbine and compressed air energy storage system”. *Energy Conversion and Management*, v.131, pp. 69-78.
- MOHAMMADI, A., AHMADI, M.H., BIDI, M. JODA F., VALERO, A. AND USON, S. , 2017. “Exergy analysis of a Combined Cooling, Heating and Power system integrated with wind turbine and compressed air energy storage system”. *Energy Conversion and Management*, v. 131, pp. 69-78.
- MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N., BOETTNER, D.D., *et al.*, 2016. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 7ªed., Rio de Janeiro, LTC.
- MOREIRA, H.L., 2004. *Análise Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração por Absorção com o Par Água-Brometo de Lítio*. Tese de D.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- MOUSSAWI, H.A. FARDOUN, F. LOUAHLIA-GUALOUS, H., 2016. “Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach.” *Energy Conversion and Management*, v. 120, pp. 157-196.

- MWM, 2017. Lâmina Comercial. Disponível em <
http://www.stemac.com.br/pt/produtos/Documents/Lamina%20Comercial-Diesel%2050Hz-pt-MWM_Serie%20T.pdf>
- NARASIMHAN, L.S., NAJMI, H., KUMAR, S.U., 2014. “Design of Tri-Generation for a Hotel”. *International Journal of Engineering Research and Applications*, pp. 50-54.
- ONOVWIONA, H. I.; UGURSAL, V. I., 2006. “Residential cogeneration systems: review of the current technology”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 10, pp. 389-431.
- PATEL, H.A. PATEL, L.N. JANI, D. CHRISTIAN, A., 2016, “Energetic analysis of single stage lithium bromide water absorption refrigeration system”. *Procedia Technology*, v.23, pp. 488-495.
- POUSA, A.C., 2009. *Análise termo-exergoeconômica e financeira de um sistema de cogeração, eletricidade e água gelada, aplicado a um centro comercial*. Dissertação de M.Sc., PUC-MG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- REIS, J. A., dos., 2006. *Projeto e Montagem de um Sistema Compacto de Cogeração da Análise Exergoeconômica*. Tese de D.Sc., UNESP, Guaratinguetá, SP, Brasil.
- ROCHA, G., 2010. *Análise Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica de uma Usina Sucroalcooleira com Processo de Extração por Difusão*. Dissertação de M. Sc. UNESP, Ilha Solteira, SP, Brasil.
- SANTOS, C.M.S., 2005a. *Análise exergoeconômica de uma unidade de cogeração a gás natural com refrigeração por absorção*. Dissertação de M.Sc., UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- SANTOS, J. J. C. S., 2009. *Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas*, Tese de D.Sc., UNIFEI, Itajubá, MG, Brasil.
- SANTOS, J.A. dos., 2012a. *O que é célula a combustível?* Disponível em <
<http://www.usp.br/portabiossistemas/?p=4316>>
- SANTOS, M.R.C. dos., 2012b. *Estudo de um sistema de cogeração com motor Stirling e concentrador solar*. Dissertação de M.Sc. Universidade de Porto, Porto, Portugal.
- SANTOS, P.H.D. dos., 2005b. *Análise Energética e Exergética de Sistemas de Refrigeração por Absorção de Múltiplos Efeitos com o Par Brometo de Lítio - Água*. Dissertação de M. Sc. UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- SANTOS, R.G. dos., 2015. *Avaliação dos Modelos Termodinâmicos e Abordagem da Alocação de CO2 em Termoeconomia*. Dissertação de M.Sc., UFES, Vitória, ES, Brasil.
- SENÇAN A., YAKUTA K. A., KALOGIROU S. A., 2005. “Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems”. *Renewable Energy*, v. 30, n. 5, pp. 645–657.